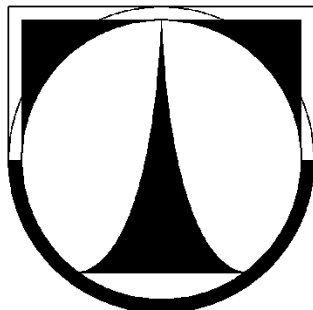


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Katedra energetických zařízení**



**VLADIMÍR GRIGA**

**MĚŘENÍ NA TURBOKOMPRESORU**  
**MEASUREMENT OF THE TURBOCOMPRESSOR**

Vedoucí diplomové práce:            Ing. Petr Novotný, CSc.

Konzultant diplomové práce:        Petr Jerje

Počet stran:    44 stran

Počet obrázků: 21

Počet tabulek: 22

Počet grafů:    5

Počet příloh:    2

Datum odevzdání : 23.5.2012



# **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

Jméno a příjmení  
Studijní program

**Vladimír G R I G A**  
**bakalářský – B2341 Strojírenství**

Obor

**2302R022 Stroje a zařízení**

Zaměření

**Energetické stroje a zařízení**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

## **Měření na turbokompresoru**

### **Zásady pro vypracování:**

(uveďte hlavní cíle bakalářské práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Z literatury sestavte rešerši konstrukce turbokompresorů, jejich charakteristiky a řízení
2. Popište měřicí trať na které jste prováděl měření
3. Proved'te měření charakteristiky turbokompresoru a přepočty na zaručené stavy
4. Podle výsledků měření navrhnete postup měření ve výuce

Forma zpracování bakalářské práce:

- původní zpráva: cca 30 stran
- grafické práce:

Seznam literatury (uved'te doporučenou odbornou literaturu):

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a kompresory 1. Akademické nakladatelství CERM, Brno  
2004

Liška, A.; Novák, P.: Kompresory. Vydavatelství ČVUT, Praha 1999

Šmíd, V.; Šídlo, P.: Turbokompresory a ventilátory (Turbokompresory). Ediční středisko  
ČVUT, Praha 1990

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Novotný, CSc.

Konzultant bakalářské práce: Petr Jerje

L. S.

Doc. Ing. Václav Dvořák, Ph.D.  
vedoucí katedry

doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.  
děkan

V Liberci dne 19.4.2011

---

Platnost zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data. Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

## **Prohlášení**

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum 20.5.2012

Podpis

## **Declaration**

I have been notified of the fact that Copyright Act. No. 121/2000 Coll. Applies to my thesis in full, in particular Section 60 , School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a license for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay expenses invested in the Creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

## **Anotace**

Cílem této bakalářské práce je naměření charakteristik turbokompresoru a jejich přepočítání na zaručené stavy deklarované výrobcem. Turbokompresor byl vyroben v roce 1965 ve firmě ČKD a dnes je umístěn v laboratoři Technické univerzity v Liberci.

Práce je rozčleněna do několika kapitol. V první kapitole je zpracována teorie radiálních turbokompresorů a okrajově axiálních turbokompresorů. Ve druhé kapitole je popsána celá měřicí trať se všemi měřicími přístroji a zařízeními. Ve třetí kapitole je uveden postup měření na turbokompresoru. Ve čtvrté kapitole je grafické vyhodnocení naměřených a vypočítaných hodnot. V páté kapitole je návrh laboratorní úlohy Měření na turbokompresoru a v poslední šesté kapitole je závěr celého měření. Naměřené a vypočítané hodnoty jsou v tabulkách v příloze II. a jejich vzorové zpracování je v příloze I.

## **Annotation**

The purpose of this Bachelor Thesis is to measure the characteristics of a turbocharger and to recalculate them in respect of the guaranteed values declared by the manufacturer. The turbocharger was manufactured in 1965 by ČKD and now it is located in the laboratory of the Technical University of Liberec.

The Thesis is divided into several chapters. The first chapter deals with the theory of radial turbochargers and marginally also with the theory of axial turbochargers. The second chapter describes the entire measuring line with all the measuring devices and instruments. The third chapter defines the procedure of the measurements performed on the turbocharger. The fourth chapter contains a graphical evaluation of the measured and calculated values. The subject matter of the fifth chapter is a proposal for a laboratory exercise titled Turbocharger Measurement, and the sixth chapter contains the conclusion of the whole measurement. The values that have been measured and calculated are shown in the charts in Appendix II and their sample form is attached as Appendix I.

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Petrovi Novotnému, CSc. za rady a cenné připomínky k této bakalářské práci. Dále bych chtěl poděkovat panu Petrovi Jerjemu, který byl přítomen při měření této bakalářské práce a za jeho cenné rady při řešení a rád bych poděkoval kolektivu pracovníků firmy ČKD za praktické připomínky k výpočtové části.

Velice také děkuji celé své rodině za podporu během celého studia na TUL.

# Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A INDEXŮ .....	1
<b>1 ÚVOD DO TÉMATIKY KOMPRESORŮ .....</b>	<b>4</b>
1.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ .....	4
1.2 AXIÁLNÍ TURBOKOMPRESOR.....	5
1.2.1 Popis axiálního kompresoru .....	5
1.2.2 Energetické charakteristiky axiálního kompresoru .....	6
1.3 RADIÁLNÍ TURBOKOMPRESOR.....	7
1.3.1 Popis jednoho stupně radiálního turbokompresoru .....	7
1.3.2 Rychlostní trojúhelníky.....	8
1.3.3 Zvýšení měrné energie plynu v radiálním stupni.....	9
1.3.4 Tvary rotorových lopatek.....	10
1.3.5 Charakteristiky.....	12
1.3.6 Regulace radiálních turbokompresorů .....	16
1.4 POHON TURBOKOMPRESORŮ.....	20
1.4.1 Parní turbíny.....	20
1.4.2 Elektromotory .....	22
<b>2 POPIS MĚŘICÍ TRATĚ.....</b>	<b>24</b>
2.1 TURBOKOMPRESOR .....	24
2.2 VÝMĚNÍK TEPLA (DOCHLAZOVAČ) .....	25
2.3 POHON TURBOKOMPRESORU .....	26
2.3.1 Dynamometr .....	26
2.3.2 Měníč napětí .....	27
2.3.3 Ovládací panel.....	27
2.4 MĚŘENÍ PRŮTOKU CLONOU.....	28
2.5 MĚŘENÍ TEPLoty .....	29
2.6 MĚŘENÍ TLAKU .....	29
2.7 MĚŘENÍ RELATIVNÍ VLHKOSTI. ....	30
<b>3 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIKY TURBOKOMPRESORU .....</b>	<b>31</b>
<b>4 VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT.....</b>	<b>33</b>
<b>5 LABORATORNÍ ÚLOHA.....</b>	<b>37</b>
<b>6 ZÁVĚR .....</b>	<b>41</b>
<b>POUŽITÁ LITERATURA .....</b>	<b>42</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ.....</b>	<b>43</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>44</b>

## Seznam použitých symbolů a indexů

<u>Symbol</u>	<u>Název</u>	<u>Jednotka</u>
$P$	příkon turbokompresoru	[W]
$\eta$	účinnost	[–, %]
$\varepsilon$	tlakový poměr	[–]
$Q$	objemový průtok	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$
$n$	otáčky	$\left[\frac{\text{ot}}{\text{min}}\right]$
$u_1$	obvodová rych. oběžného kola na vstupu. do oběžného kola	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$u_2$	obvodová. rych. oběžného kola na výstupu. z oběžného kola	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$w_1$	relativní. rych. plynu vůči rotoru na vstupu do oběžného kola	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$w_2$	relativní. rych. plynu vůči rotoru na výstupu z oběžného kola	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$c_1$	abs. rych. proudu plynu na vstupu do oběžného kola	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$c_2$	abs. rych. proudu plynu na výstupu z oběžného kola	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$c_{1m}$	meridiální složka abs. rych. proudu plynu na vstupu do oběžného kola	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$c_{2m}$	meridiální složka abs. rych. proudu plynu na výstupu z oběžného kola	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$c_{1u}$	unášivá složka absolutní rychlosti proudu plynu na vstupu do oběžného kola	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$c_{2u}$	unášivá složka absolutní rychlosti proudu plynu na výstupu z oběžného kola	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
$\alpha_1$	úhel sklonu abs. rychlosti na vstupu do oběžného kola	[°]
$\alpha_2$	úhel sklonu abs. rychlosti na výstupu z oběžného kola	[°]
$\beta_1$	úhel sklonu rel. rych. na vstupu do oběžného kola	[°]
$\beta_2$	úhel sklonu rel. rych. na výstupu z oběžného kola	[°]
$r_1$	vstupní poloměr lopatky oběžného kola	[m]
$r_2$	výstupní poloměr lopatky oběžného kola	[m]
$M_k$	kroutící moment	[Nm]



$\dot{m}_d$	hmotnostní tok dopravovaný	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\omega$	kruhová frekvence	$\left[\frac{rad}{s}\right]$
$\pi$	pí (3,141592)	$[-]$
$Y$	měrná energie	$\left[\frac{J}{kg}\right]$
$\tau$	součinitel tvaru lopatek	$[-]$
$\Delta p$	tlaková difference	$[Pa]$
$\rho$	hustota (měrná hmotnost) média	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$Y_{st}$	statická energie vzduchu v oběžném kole	$\left[\frac{J}{kg}\right]$
$Y_d$	dynamická energie vzduchu v oběžném kole	$\left[\frac{J}{kg}\right]$
$K$	reakce	$[-]$
$H_{th\infty}$	celková teoretická dopravní výška	$[m]$
$g$	normální zemské zrychlení	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
$Q_s$	nasávané množství plynu	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$
$S_2$	velikost výstupního průtočného průřezu	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
$P_{th\infty}$	teoretický příkon turbokompresoru	$[kW]$
$P_{sp}$	příkon na spojce	$[kW]$
$p$	tlak plynu	$[Pa]$
$p_k$	konečný tlak plynu	$[Pa]$
$p_{kp}$	tlak plynu při kterém dochází k pompáži turbokompresoru	$[Pa]$
$H$	dopravní výška	$[m]$
$H_{ef}$	efektivní dopravní výška	$[m]$
$H_{th}$	teoretická dopravní výška	$[m]$
$H_z$	hydraulické ztráty	$[m]$
$H_r$	ztráty rázem	$[m]$
$\rho_{vody}$	měrná hmotnost vody	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$m$	poměr zužení	$[1]$
$h$	výška sloupce měřicí kapaliny	$[m]$
$y$	poměr sklonu ramena mikromanometru	$[-]$
$d$	vnitřní průměr clony	$[m]$

$D$	vnitřní průměr potrubí	[m]
$\gamma$	expanzní součinitel	[—]
$\kappa$	polytropický exponent	[—]
$p''$	tlak nasycených par	[Pa]
$r_v$	plynová konstanta pro suchý vzduch	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$
$r_p$	plynová konstanta pro páru	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$
$\varphi$	relativní vlhkost	[%]
$A_{ad}$	měrná izoentropická práce pro stlačení	$\left[\frac{J}{kg}\right]$
$P_{ob}$	statický izoentropický příkon turbokompresoru	[W]
$\eta_{td}$	účinnost turbokompresoru	[—, %]

### Indexy

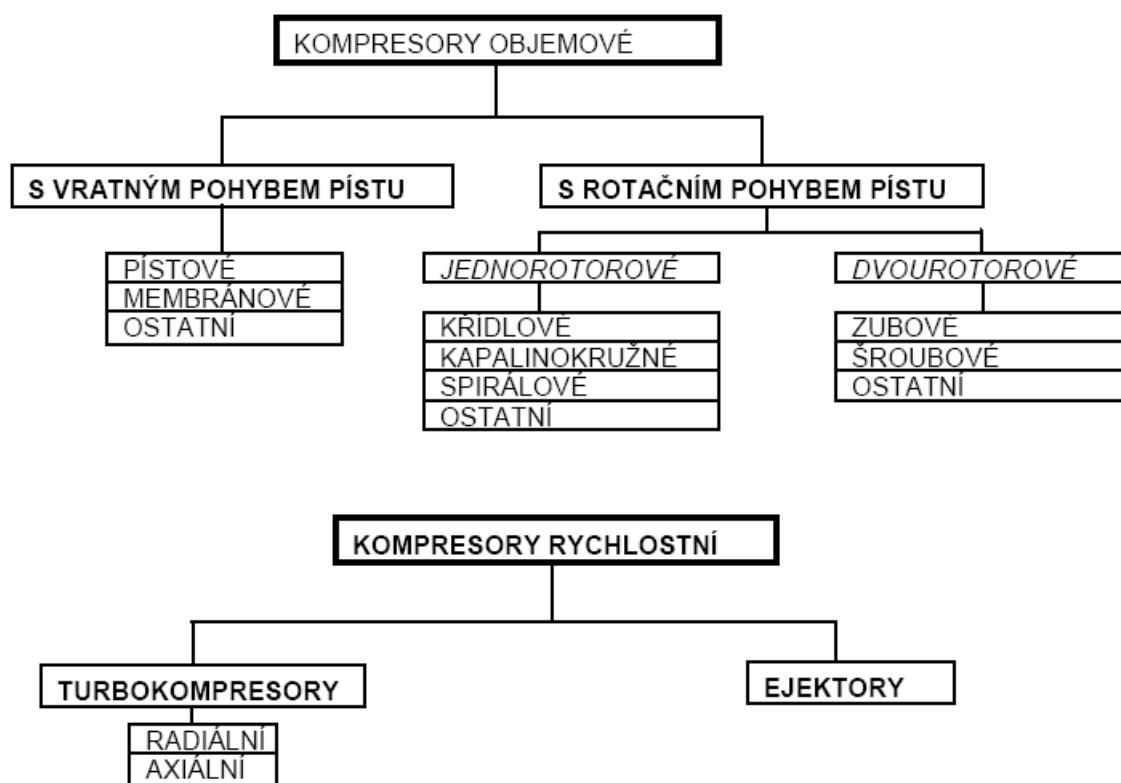
1	vstupní hodnoty
2	výstupní hodnoty
m	naměřené hodnoty
v	vypočítané hodnoty
z	zaručené hodnoty
cl	hodnoty měřené na clone
+	hodnoty po zásahu regulace

# 1 Úvod do tematiky kompresorů

Kompresory jsou stroje a zařízení, které jsou určeny ke stlačování a dopravování plynů, což jsou látky plynného skupenství. Mezi kompresory nepočítáme ventilátory, protože jsou určeny hlavně k dopravě plynů. Ventilátory nasávají plyn při tlaku přibližně atmosférickém a poměr celkových tlaků nepřesahuje hodnotu 1,1. [1]

## 1.1 Základní rozdělení

Podle způsobu stlačování plynu lze dělit kompresory na *objemové* a *rychlostní*. U objemových kompresorů se dosahuje zvýšení tlaku tím, že se zmenšuje prostor, ve kterém je plyn uzavřen a stlačován. Pohyb činné části může být přímočarý nebo rotační. U rotačních kompresorů se dosahuje zvýšení tlaku přeměnou kinetické energie na tlakovou energii. [1]



Obr.1.1 Rozdělení kompresorů podle provedení [3]

Rychlostní kompresory dále dělíme na *kompresory proudové* a *turbokompresory*. Proudové kompresory jsou strojní zařízení (ejektory) bez mechanicky se pohybujících součástí, u nichž pracovní médium (např. voda nebo vodní pára), která proudí trubicí, strhuje s sebou plyn, který má být stlačován, a uděluje mu rychlost, která se poté snižuje při průtoku difuzorem. U turbokompresorů dosahujeme

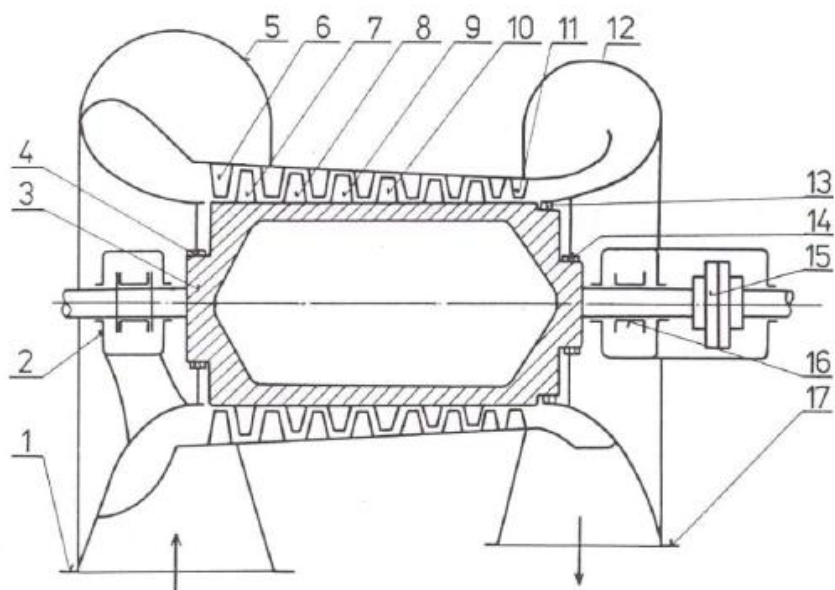
zvýšením tlaku díky změně hybnosti plynu při průtoku průtočnou částí stroje. Turbokompresory neboli lopatkové kompresory se dále dělí na *odstředivé* (radiální) a na *osové* (axiální). U odstředivých kompresorů se využívá ke stlačování odstředivé síly a plyn převážně proudí v rovinách kolmých na osu rotace (v radiálním směru). U osových kompresorů se využívá ke stlačování změny kinetické energie a plyn proudí přibližně ve válcových plochách (v osovém směru). Tak zvané *diagonální kompresory*, u kterých plyn proudí po kuželových plochách, řadí se mezi odstředivé kompresory, protože se využívá ke stlačení plynu také odstředivé síly. [1]

## 1.2 Axiální turbokompresor

Jsou to rotační lopatkové stroje pro stlačování plynů účinkem změny hybnosti proudu, protékajícího převážně po válcových plochách, souosých s osou rotace. Byly vyvinuty ve snaze po konstrukci kompresoru s vyšší účinností ke stlačování vzduchu pro spalovací turbíny. Při stejném průtoku jsou s ohledem na větší počet stupňů delší než radiální turbokompresory, ale mají menší hmotnost i radiální rozměry a vyšší energetickou účinnost přibližně o 2 až 5 %. Pro objemové průtoky nad  $15 \frac{m^3}{s}$  vycházejí levněji, při velkých výkonnostech až o 30 %, vyžadují menší obestavěný prostor. Vyrábějí se pro tlaky až 1,5 MPa a výkonnost  $10000$  až  $2,5 \cdot 10^6 \frac{m^3}{h}$  a pracují s velkými otáčkami v rozmezí  $3000-20000 \frac{ot}{min}$ . Obvodová rychlost lopatek bývá do  $260 \frac{m}{s}$ . [3]

### 1.2.1 Popis axiálního kompresoru

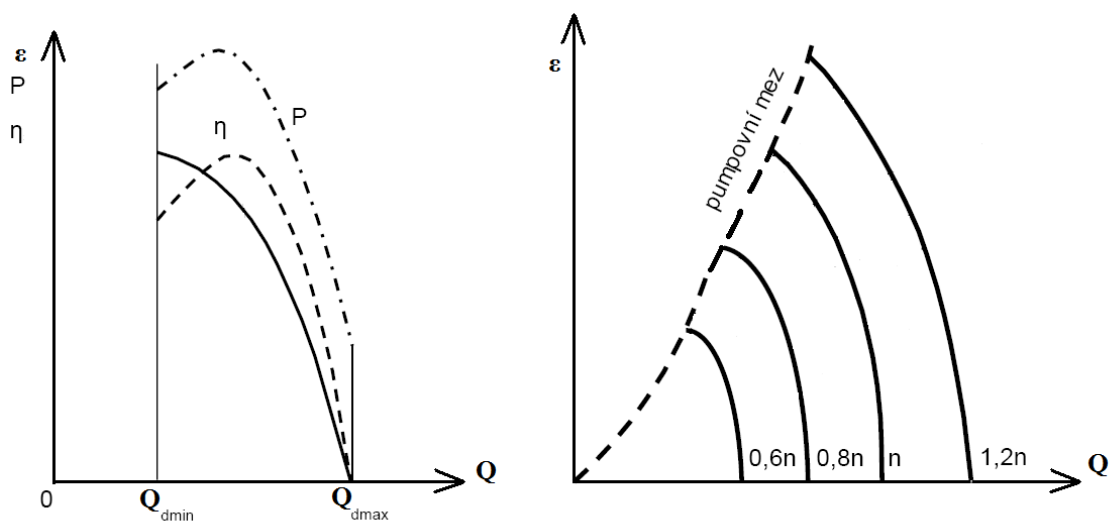
Hlavní části jsou velice obdobné jako u stroje radiálního popis je prováděn na obrázku (obr.:1.2). Na sací hrdlo 1 navazuje sací spirála 5 a předřazený vstupní stator 6. Základní energetickou část tvoří stupně 7 až 10 složených z rotorových a statorových lopatek. Oběžné lopatky jsou vsazeny do vyfrézovaných drážek na obvodu bubnu, zatím co difuzorové lopatky jsou přímo vetknuty do tělesa statoru. Prstenec oběžných lopatek se po celé délce průtočné části kompresoru pravidelně střídá s prstencem pevných difuzorových lopatek. Buben rotoru 3 se spojkou 15 je uložen na axiálním 2 i radiálním 16 ložisku a jsou utěsněny vůči okolí labyrintovými ucpávkami 4 a 14. Před vstupní spirálou s výtlačným hrdlem 17 je umístěn usměrňovač proudu 11. U tohoto druhu kompresorů se neprovádí chlazení z důvodů složitého vedení proudů plynu mezi jednotlivými stupni. [3]



Obr.1.2 Hlavní části axiálního turbokompresoru [3]

### 1.2.2 Energetické charakteristiky axiálního kompresoru

Energetické charakteristiky se vyznačují velkou strmostí a malým pracovním rozsahem v oblasti vyšších hodnot objemových toků.



Obr.1.3 Energetické charakteristiky a pole charakteristik axiálního turbokompresoru [3]

Tlaková charakteristika se skládá pouze ze stabilní větve začínající v důsledku odtržení proudu kritickým bodem a pak prudce klesá k maximálnímu průtoku, kdy je dosaženo kritické rychlosti proudů a zahlcení lopatkové mříže. Při zvyšování otáček jsou tlakové charakteristiky strmější.

Příkonová charakteristika kopíruje průběh charakteristiky tlakové a s rostoucím průtokem příkon axiálního turbokompresoru klesá.

Účinnostní charakteristika má v ideálních případech své maximum vpravo od kritického bodu a pak strmě klesá. [3]

### 1.3 Radiální turbokompresor

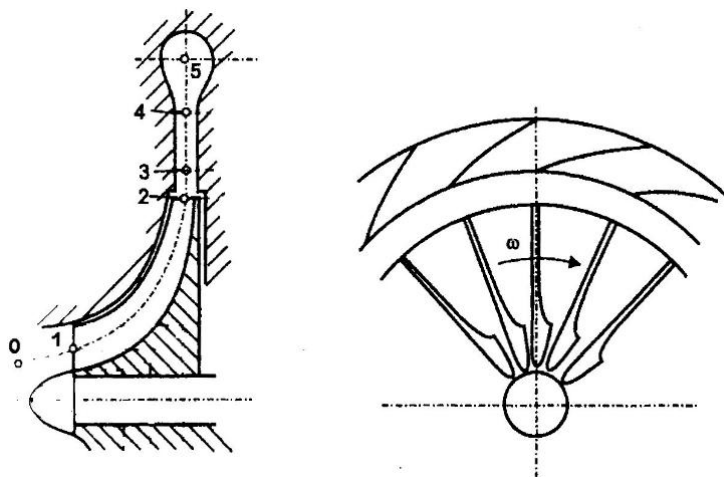
Ke zvyšování tlaku a rychlosti plynu při průtoku pracovním prostorem rotoru dochází kontinuálně změnou hybnosti proudů. Kinetická energie se následně ve statoru s části mění na energii tlakovou.

Dynamický způsob stlačování vyžaduje vysoké obvodové rychlosti oběžných kol od 110 až 380  $\frac{m}{s}$  s otáčkami od 3000 až 80000  $\frac{ot}{min}$ . Při takových otáčkách je zřejmé, že není možnost připojit turbokompresor přímo na hnací ústrojí a je nutné použít převodové ústrojí s tzv. „převodem dorychla“ s vysokou hladinou hluku. Po dynamickém vyvážení rotoru mají turbokompresory velmi klidný chod, jednoduchou obsluhu a údržbu, dlouhou životnost a malé opotřebení činných částí. Stlačovaný plyn nepřichází do kontaktu s mazacím olejem. Výkonnosti radiálních turbokompresorů se pohybují v rozmezí od 1000 až do 100000  $\frac{m^3}{h}$ , dosahují tlakových poměrů  $\varepsilon = 20$  výjimečně až 80. [3]

#### 1.3.1 Popis jednoho stupně radiálního turbokompresoru

Popis je prováděn na obrázku (obr.:1.4). Plyn je nasáván přes vstupní části (0-1), kde dále proudí na oběžné kolo (1-2) a na něm navazující stator, který se obvykle dělí na bezlopatkový difuzor mezi body (2-3) a lopatkový difuzor (3-4). U jednostupňového kompresoru plyn vystupuje přes výstupní skříň (4-5).

U více stupňových kompresorů je stlačená pracovní látka dále vedena z difuzoru převáděcím kanálem ke vstupu do dalšího stupně. [2]

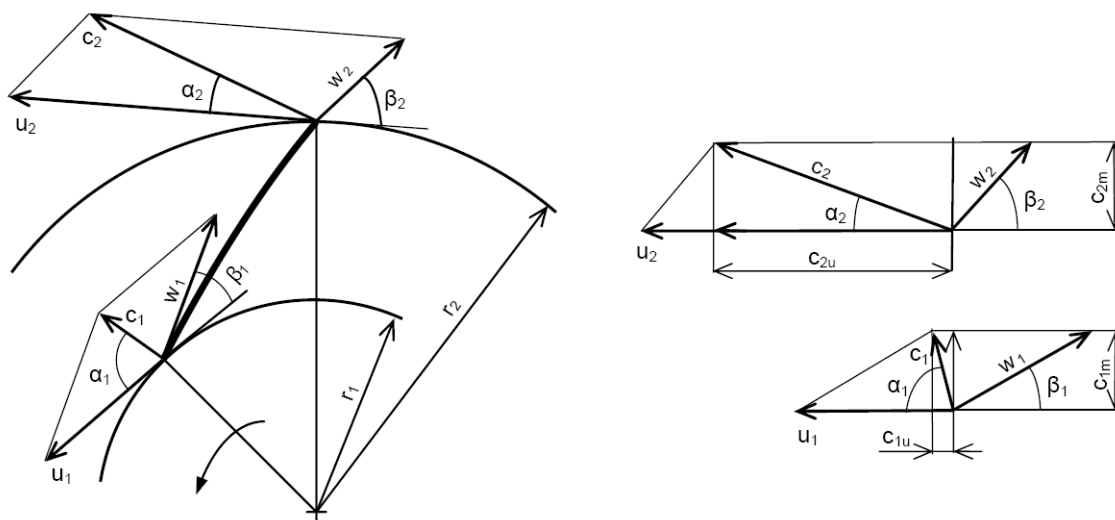


Obr.1.4 Stupeň radiálního kompresoru) [2]

### 1.3.2 Rychlostní trojúhelníky

Rychlosti vyhodnocujeme s indexy na vstupu 1 a výstupu 2 z oběžného kola. Jelikož se oběžné kolo otáčí obvodovou rychlostí  $u$  je absolutní rychlost proudu plynu  $c$  vektorovým součtem, kde  $w$  je relativní rychlost vůči rotoru.

$$c = u + w \quad (1)$$



Obr.1.5 Rychlostní trojúhelníky na vstupu a na výstupu z oběžného kola [3]

Absolutní rychlost plynu  $c_1$  vstupující do rotoru pod úhlem  $\alpha_1$  se rozkládá do rychlosti unášivé  $u_1$  a relativní  $w_1$ . Směr a velikost relativní rychlosti jsou dány rozdílem vektorů rychlosti absolutní a unášivé obvodové, jak je to znázorněno na obrázku (obr.:1.5). Aby bylo dosaženo bezrázového vstupu plynu do oběžného kola, musí být lopatky na vstupu skloněny k tečně kružnice o poloměru  $r_1$  pod úhlem tečny lopatek  $\beta_1$ , který je totožný se sklonem relativní rychlosti  $w_1$ . K sestrojení výstupního trojúhelníku je nutná závislost úhlu sklonu  $\alpha_1$  absolutní rychlosti  $c_1$  vůči rychlosti obvodové  $u_1$ , nebo velikosti její meridiální složky  $c_{1,m}$ . Vlivem rotace oběžného kola je plyn od radiálního směru poněkud odkláněn, takže úhel proudu  $\alpha_1$  je o něco menší než  $90^\circ$ . Bude-li průběh proudnic shodný s tvarem lopatek (ideální stupeň s nekonečným počtem lopatek), bude plyn vystupovat z kola relativní rychlostí  $w_2$  pod úhlem  $\beta_2$  totožným se sklonem lopatky na výstupu. Vektorový součet relativní a obvodové rychlosti na výstupu v bodě 2 určí absolutní rychlost  $c_2$  odkloněnou od rychlosti unášivé o úhel  $\alpha_2$ . Tato se podobně jako rychlost relativní rozkládá na složku unášivou  $c_{2,u}$  a meridiální  $c_{2,m}$ . [3]

### 1.3.3 Zvýšení měrné energie plynu v radiálním stupni

Při odvozování se vychází z ideálního stavu, který je charakterizován popsáním ideálním stupněm viz. kapitola 1.3.2, ideálním plynem a ideálním bezztrátovým procesem. Pro změnu hybnosti v takto definovaném procesu bude nutný kroutící moment

$$M_k = \dot{m}_d \cdot (r_2 \cdot c_{2,u} - r_1 \cdot c_{1,u}) \quad (2)$$

Potřebný příkon je pak roven:

$$P = \omega \cdot M_k = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_k = \dot{m}_d \cdot (u_2 \cdot c_{2,u} - u_1 \cdot c_{1,u}) \quad (3)$$

$$P = \dot{m}_d \cdot Y$$

Zvýšení měrné energie plynu v oběžném kole Y lze považovat za měrnou technickou práci přiváděnou na hřídel ideálního stupně. Takovýmto způsobem vyjádřenou změnu měrné energie nazýváme Eulerovou turbinovou rovnicí v pracovním tvaru:

$$Y = u_2 \cdot c_{2,u} - u_1 \cdot c_{1,u} \quad (4)$$

Při vstupu plynu do oběžného kola v radiálním směru je obvodová složka absolutní rychlosti  $c_{1,u}$  na vstupu nulová pak platí, že:

$$Y = u_2 \cdot c_{2,u} \quad (5)$$

Po zavedení součinitele tvaru lopatek pro, který platí vztah:

$$\tau = \frac{c_{2,u}}{u_2} \quad (6)$$

Pak získáme vztah:

$$Y = \tau \cdot u_2^2 \quad (7)$$

Nyní je zdůrazněn vliv obvodové rychlosti a tvar rotorových lopatek na zvýšení celkové energie proudů v oběžném kole. S použitím cosinových vět v rychlostním trojúhelníku z obrázku (obr.:1.5)

$$c_{1,u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad a \quad c_{1,u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (8)$$

Můžeme dále upravit rovnici (4) do tvaru:

$$Y = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (9)$$

Tento vztah nazýváme Eulerovou rovnicí v obecném tvaru. Takovéto vyjádření měrné energie nám dává představu o jejích jednotlivých složkách.

Vztah pro zvýšení tlakové (statické) energie v oběžném kole je pak roven:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{\Delta p}{\rho} = Y_{st} \quad (10)$$



Vztah popisující změnu kinetické energie (dynamické) plynu v oběžném kole je roven:

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = Y_d \quad (11)$$

Obecný tvar Eulerovy rovnice je aplikovatelný na všechny energetické stroje s rotujícími lopatkami, jestliže se hustota protékajícího media nemění nebo je její změna zanedbatelná.

Kromě součinitele tvaru lopatek  $\tau$ , který je významným kritériem hodnotící lopatky radiálních oběžných kol zavedeme další bezrozměrnou veličinu umožňující vzájemné srovnávání energetických vlastností strojů různého provedení. Jedná se o reakci  $K$ , která naznačuje jaká část z energie přivedené k pohonu (viz. rovnice (5)) se již v oběžném kole přeměňuje na energii tlakovou (rovnice (11)):

$$K = \frac{Y_{st}}{Y} = \frac{Y - Y_d}{Y} = 1 - \frac{Y_d}{Y}$$

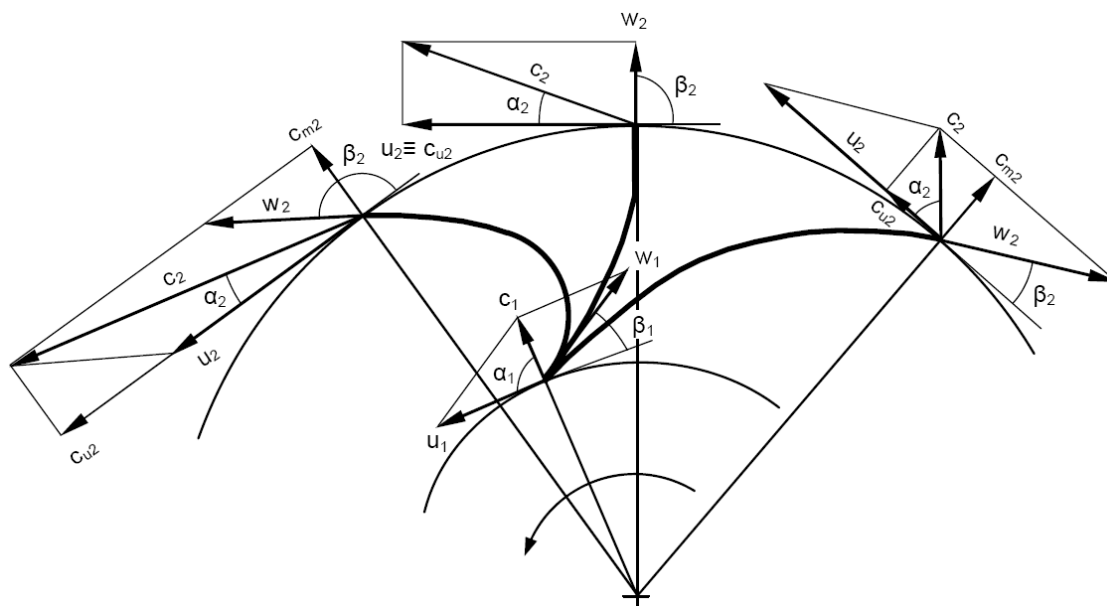
(12)

Zavedením podmínek  $c_2^2 - c_1^2 = c_{2u}^2$ , protože  $c_{2m} = c_{1m}$  a  $c_{1u} = 0$ , a dosazením za členy pravé strany příslušnými výrazy (7) a (11), dostaneme po úpravě výraz:

$$K = 1 - \frac{\tau}{2} \quad (13)$$

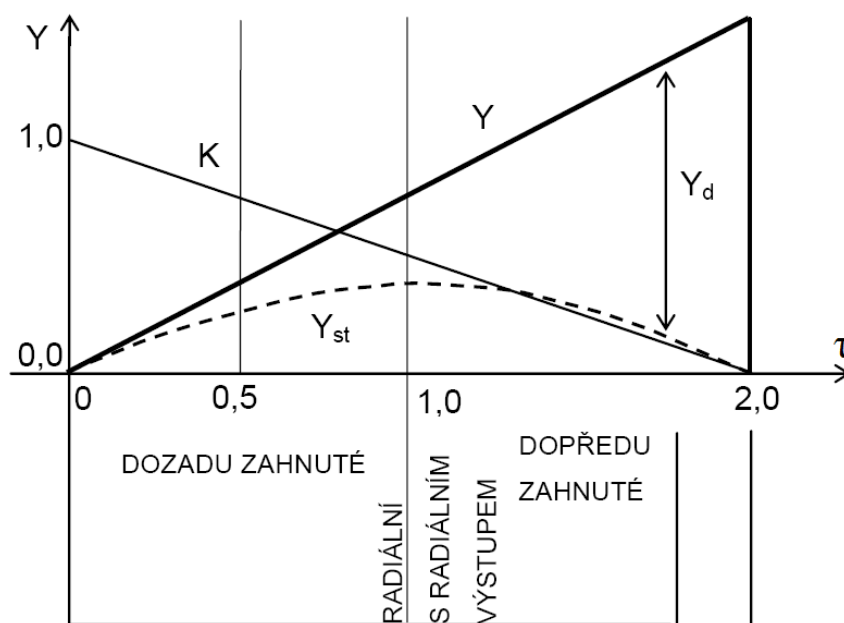
[3]

### 1.3.4 Tvary rotorových lopatek



Obr.1.6 Tvary rotorových lopatek a jejich rychlostní trojúhelníky [3]

Na obrázku (obr.:1.6) jsou nakresleny tři základní tvary rotorových lopatek. Vlevo jsou lopatky dopředu zahnuté, kde  $\beta_2 > 90^\circ$ , uprostřed jsou lopatky s radiálním výstupem, kde  $\beta_2 = 90^\circ$  a napravo lopatky dozadu zahnuté vůči unášivé rychlosti kde  $\beta_2 < 90^\circ$ . Na vstupu jsou rychlostní trojúhelníky stejné. Za předpokladu, že se obvodová rychlost rotoru nemění, je na obrázku (obr.:1.7) zakreslen vliv tvaru lopatek na energetické vlastnosti radiálního stupně turbokompresoru. [3]



Obr.1.7 Vliv tvaru lopatek [3]

Oběžná kola s lopatkami dopředu zahnutými dosahují největší celkové energie, ale jelikož stupeň reakce klesá, tak klesá i podíl energie statické. Extrémním případem je kolo s lopatkami maximálně dopředu zahnutými, kdy se veškerá energie přivedená k pohonu přemění na kinetickou. Přeměna kinetické energie na tlak v difuzoru, umístěném za oběžným kolem, probíhá s velkými ztrátami, vzhledem k poměrně velkému rychlostem na výstupu z oběžného kola. Proto se dopředu zahnuté lopatky používají pouze u ventilátorů, kde jde hlavně o velké množství nasávaného vzduchu a malé zvýšení statického tlaku. Jejich charakteristika je strmější, a proto je ve větším rozsahu nestabilní. Ve stabilní oblasti nemá vysokou účinnost, ale tato nevýhoda je částečně vyváжена možností dosáhnout žádaného stlačení při menší obvodové rychlosti oběžného kola. [1,2,3]

Lopatky se středním zahnutím jsou lopatky s radiálním výstupem, které dosahují maximální tlakové energie, která je polovinou energie celkové. Je to dáno tím,

že při  $\beta_2 = 90^\circ$  vychází nejmenší hodnota rychlosti  $w_2$  a tedy největší zpomalení relativní rychlosti v oběžném kole. Každé snižování rychlosti je spojeno se ztrátami, a proto kola s lopatkami s radiálním výstupem vyžadují nejlepší možné aerodynamické řešení. Přeměna kinetické energie na tlak v difuzoru umístěném za oběžným kolem probíhá s ještě většími ztrátami než při proudění v oběžném kole, a proto jsou taktéž kladeny vysoké nároky na dokonalé aerodynamické řešení difuzoru. Z pevnostního hlediska jsou radiální lopatky nejvýhodnější, protože se napětí nezvyšuje o přídavnou ohybovou složku, jak je tomu u ostatních typů. Výše uvedené důvody směřují k tomu, že oběžná kola s radiálním výstupem najdou uplatnění především tam, kde se vyžaduje velké stlačení a s důrazem na malé rozměry a malou hmotnost stroje. [1,3]

Lopatky dozadu zahnuté mění převážnou část přiváděné energie již v oběžném kole na statickou energii a pouze menší část na kinetickou energii plynu. Z obrázku (obr.:1.6) je také patrné, že velikost absolutní rychlosti na výstupu klesá se zmenšováním výstupního úhlu lopatek  $\beta_2$ . Dá se tedy obecně předpokládat, že komprese v radiálním stupni s dozadu zahnutými lopatkami bude probíhat s vyšší účinností než ve stupni s lopatkami radiálními nebo dopředu zahnutými. Proto se toto řešení používá hlavně u průmyslových stacionárních turbokompresorů, kde je největším faktorem účinnost komprese a ekonomika provozu. Dále se vyznačují stabilní charakteristikou ve velkém rozsahu a jejich lopatky jsou poměrně dlouhé a řídké. [1,2,3]

Je samozřejmé, že dokonale vyřešený turbokompresor s lopatkami radiálním výstupem může pracovat s účinností i podstatně vyšší než nedokonale řešený turbokompresor s lopatkami zahnutými dozadu. Na volbu výstupního úhlu má vliv více činitelů jako je tvar charakteristiky a další. V praxi se obecně u stacionárních turbokompresorů používá oběžných lopatek s výstupním úhlem od  $20^\circ$  do  $90^\circ$ , nejčastěji se pak volí úhel kolem  $50^\circ$ . [1]

### 1.3.5 Charakteristiky

Kompresor není zpravidla provozován za podmínek, na které byl navržen, ale v celém rozsahu pracovních režimů, které se liší od režimu výpočtového (rozdílné otáčky, jiný objemový průtok, jiné hodnoty na vstupu). V závislosti na těchto faktorech se mění parametry, které charakterizují práci kompresoru, především stlačení

a účinnost. Závislost ukazující jakým způsobem se sledované parametry mění se nazývá charakteristika kompresoru. [2]

### Teoretická charakteristika

Pro určitý provozní bod pracuje turbokompresor s nasávaným množstvím  $Q$  a měrnou energií, která je dána vztahem (14), který vyjadřuje teoretickou dopravní výšku turbokompresoru:

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{2u} \quad (14)$$

Při uvažování zjednodušení, že plyn na výstupu má stejný měrný objem jako v sání, vypočítáme meridiální složku absolutní výstupní rychlosti z nasávaného množství  $Q_s$  a z průtočného průřezu na výstupu z oběžného kola ze vztahu:

$$c_{2m} = \frac{Q_s}{3600 \cdot S_2} \quad (15)$$

Protože se výstupní průřez  $S_2$  nemění, bude meridiální složka rychlosti  $c_{2m}$  zvětšovat úměrně se zvyšujícím se nasávaným množstvím. Z rychlostních trojúhelníků vyplívá vztah mezi  $c_{2u}$  a  $c_{2m}$  :

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} \quad (16)$$

Dosazením do rovnice (14) získáme vztah:

$$H_{th\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot c_{2m}}{g \cdot \tan \beta_2} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{3600 \cdot g \cdot \tan \beta_2 \cdot S_2} Q \quad (17)$$

Z této rovnice pro teoretickou dopravní výšku vyplývá, že pro výstupní úhel lopatek  $\beta_2 = 90^\circ$  nebude mít nasávané množství plynu vliv na dopravní výšku. Pro úhel  $\beta_2 < 90^\circ$ , kde hodnota  $\tan \beta_2$  je kladná, bude  $H_{th\infty}$  klesat s rostoucím nasávaným množstvím plynu a naopak pro  $\beta_2 > 90^\circ$ , kde hodnota  $\tan \beta_2$  je záporná, bude se  $H_{th\infty}$  zvyšovat s rostoucím nasávaným množstvím plynu.

Příkon turbokompresoru se vypočítá z teoretické dopravní výšky, z nasávaného množství a měrné váhy plynu v sání z rovnice:

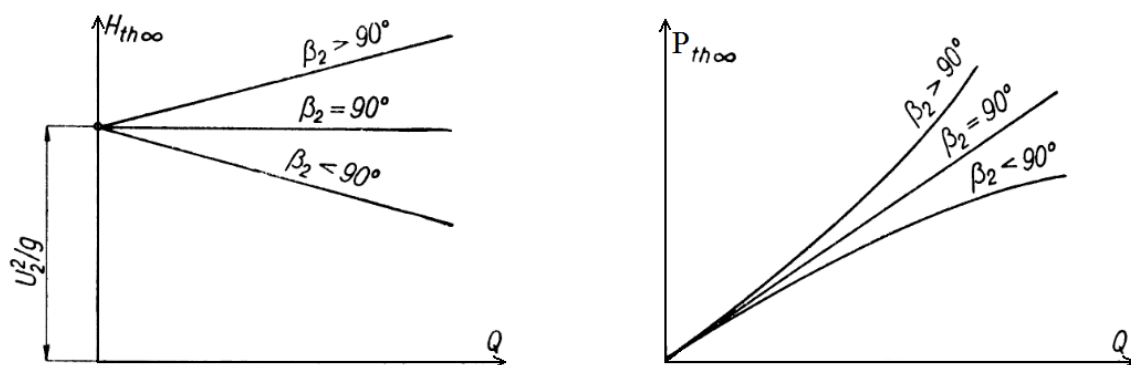
$$P_{th\infty} = \frac{H_{th\infty} \cdot Q \cdot \rho_s}{367100} \quad (18)$$

Dosadíme-li do rovnice (18) rovnici (17), dostaneme po shrnutí neproměnných hodnot (mimo  $\tan \beta_2$ ) do konstant  $A_1$  a  $A_2$  takovýto výraz pro příkon:

$$P_{th\infty} = A_1 \cdot Q - \frac{A_2}{\tan \beta_2} Q^2 \quad (19)$$

Poté můžeme říci, že pro výstupní úhel  $\beta_2 = 90^\circ$  je závislost příkonu na nasávaném množství vyjádřena přímkou procházející počátkem souřadnic. Pro  $\beta_2 > 90^\circ$  je to

parabola ležící nad přímkou pro  $\beta_2 = 90^\circ$  a pro  $\beta_2 < 90^\circ$  je to parabola ležící pod touto přímkou. Průběh teoretických charakteristik je znázorněn na obrázku (obr.: 1.8)

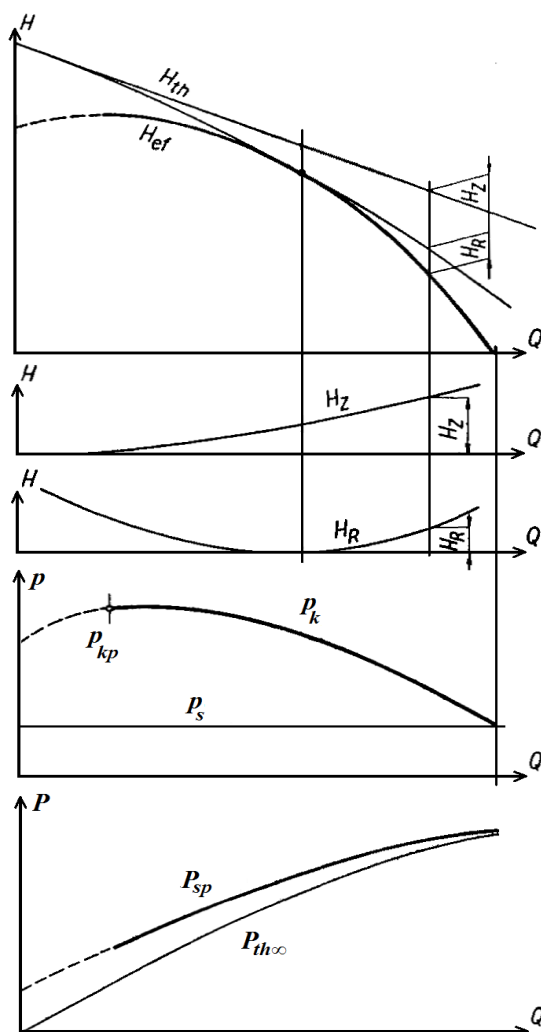


Obr.1.8 Průběh teoretických charakteristik [1]

[1]

### Skutečný průběh charakteristik

Závislost teoretické dopravní výšky na nasávaném množství má přímkový průběh. Sklon přímky je určen výstupním úhlem oběžných kol. Na obrázku (obr.:1.9)



Obr.1.9 Skutečný průběh charakteristik [1]

je znázorněna charakteristika teoretické dopravní výšky radiálního stupně při výstupním úhlu oběžných kol  $\beta_2 < 90^\circ$  přímkou  $H_{th}$ . Dopravní výšce  $H_{th\infty}$  a příslušnému množství  $Q$  odpovídá příkon turbokompresoru  $P_{th}$ , jehož průběh je rovněž znázorněn na obrázku (obr.:1.9). [1]

Efektivní dopravní výška  $H_{ef}$ , tj. dopravní výška, které se skutečně využije ke kompresi plynu, je však nižší než výška teoretická. Snížení je způsobeno ztrátami třením kol, ucpávkovými a dále pak ztrátami tzv. hydraulickými (třením o stěny, změnami rychlosti, směšovací, v ohybu) a tzv. ztrátami rázem.

Hydraulické ztráty jsou úměrné druhé mocnině rychlosti plynu. Při konstantní průtočné ploše se budou parabolicky zvětšovat se zvyšováním nasávaného množství plynu  $Q$ . Závislost hydraulických, ucpávkových ztrát a ztrát způsobovaných třením kol na nasávaném množství je možno znázornit křivkou  $H_z$ , která má zhruba parabolický průběh. Ve skutečnosti tato křivka neprochází počátkem souřadnicového systému, protože ucpávkové ztráty a třením kol se vyskytují také při nulovém množství. [1]

Ztráty rázem vznikají, je-li úhel, pod kterým proudí plyn do lopatkové mříže, rozdílný od vstupního úhlu lopatek. Změní-li se nasávané množství, změní se úhel, pod kterým plyn vystupuje z oběžného kola a tedy i úhel, pod kterým plyn vstupuje do difuzoru. Stejně se při změně nasávaného množství změní i úhel, pod kterým vstupuje plyn do oběžného kola. Ztráty rázem mají průběh naznačený křivkou  $H_r$  s nulovou hodnotou v navrhovaném bodě. Odečtením ztrát  $H_z$  a  $H_r$  od teoretické dopravní výšky dostaneme charakteristiku vyjadřující závislost efektivní dopravní výšky  $H_{ef}$  na nasávaném množství (vždy se jedná o skutečné dopravované množství, přepočtené na stavy v sání). Skutečnou charakteristiku spojkového příkonu  $P_{sp}$  v závislosti na nasávaném množství pak dostaneme započítáním mechanických ztrát a ztrát vnějšími netěsnostmi. Charakteristika spojkového příkonu neprobíhá počátkem souřadnic. [1]

Charakteristice efektivní dopravní výšky odpovídá charakteristika stlačení nebo charakteristika konečného tlaku dosaženého turbokompresorem. Na obrázku (obr.:1.9) je znázorněna charakteristika konečného tlaku  $P_k$  v závislosti na nasávaném množství. Z grafu (obr.:1.9) je vidět, že stlačení je nulové a konečný tlak se rovná tlaku v sání při nasávaném množství turbokompresor plyn pouze dopravuje, ale nestlačuje. [1]

Klesá-li nasávané množství, roste výtlačný tlak až po určitou maximální hodnotu. Při dalším poklesu nasávaného množství plynu začne tlak klesat a teoreticky by měl klesat podle čárkovane naznačené větve charakteristiky. V určitém bodě, označeném na charakteristice  $P_{kp}$ , dochází k tzv. *pompáži turbokompresoru*. Při pompáži se vlivem odtrhávání proudu v kanálech oběžných kol a v difuzoru periodicky mění smysl proudění turbokompresorem a plyn se periodicky vrací z výtlačku do sání. Během pompáži dochází k rázům, jejichž intenzita a frekvence závisí na velikosti stlačení, hustotě plynu, na velikosti sítě před a za turbokompresorem a ještě na dalších činitelích. Při velkém stlačení jsou rázy tak velké, že při pompáži nelze turbokompresor provozovat. Bod charakteristiky, během kterém začíná pompáž, se

nazývá ranice pompáže nebo také pumpovní hranice, někdy se také používá označení hranice stability. Část charakteristiky pod mezí stability se nazývá nestabilní větev charakteristiky. Pro ekonomický provoz je důležitá nejen vysoká účinnost turbokompresoru v návrhovém bodě, ale i příznivý tvar charakteristiky a poloha meze pompáže na charakteristice. Důležitost polohy meze stability, čili důležitost rozsahu stabilní práce vyplývá z toho, že při menší spotřebě plynu je nutno nechat pracovat turbokompresor ve stabilní oblasti a nadbytečnou část plynu přepouštět bez užitku zpět do sání. V některých případech však není široký rozsah stabilní oblasti důležitý, ale důležitá je pouze vysoká účinnost. Je proto třeba jednotlivé konstrukční prvky stupně volit tak, aby tvar charakteristiky co nejlépe splňoval potřeby provozu. [1]

### **1.3.6 Regulace radiálních turbokompresorů**

Obvykle je nutné, aby do sítě bylo možno dodávat dopravované množství v rozsahu od nuly až po množství jmenovité, popř. až po množství maximální. Jelikož turbokompresor není schopen pracovat pod mezí pompáže, umožňuje se dodávání množství v rozsahu od 0 až do  $Q_p$  pomocí tzv. antipompážní regulace. [1]

Současně s požadavkem provozu v celém rozsahu výkonu turbokompresoru, neomezeného pompáží, bývá také obvykle požadována určitá závislost nasávaného množství a tlaku. Nejčastěji se vyskytuje požadavek na regulaci konstantního tlaku a požadavek na regulaci konstantního množství. [1]

Například u turbokompresorů, které dodávají do vzduchové sítě tlakový vzduch, sloužící jako pracovní médium pro pneumatické stroje a nástroje, bývá požadováno, aby turbokompresor dodával vzduch o určitém stálém tlaku, bez ohledu na to, jaké množství vzduchu turbokompresor nasává. Pneumatické stroje a nástroje jsou totiž stavěny na určitý optimální tlak, a kdyby se tlak plynu v síti měnil, pracovaly by buď neekonomicky, nebo s nižším výkonem. Je tedy nutno udržovat v síti stálý tlak, bez ohledu na spotřebu vzduchu. V tomto případě je zapotřebí, aby výtlačný tlak za turbokompresorem byl konstantní, bez ohledu na nasávané množství plynu. [1]

Naproti tomu u chladících kompresorů se naopak požaduje udržování konstantního tlaku sání, ať je množství par chladiva, které turbokompresor nasává jakékoli. Chladicí zařízení má totiž pracovat při určité stálé teplotě ve výparníku, bez ohledu na odebíraný chladicí výkon. Teplota ve výparníku je dána tlakem. Výtlačný tlak je určen teplotou chladicí vody. [1]

V některých případech se požaduje, aby turbokompresor dodával stálé množství plynu, ať jsou změny tlaku jakékoli. Tento požadavek bývá např. u vysokopecních dmychadel. Při provozu vysoké pece je potřeba udržovat konstantní tlak. Odpor vysoké pece, to znamená ztráty na tlaku, se mění během provozu podle kvality zavažky a stavu pece. Kdyby turbokompresor nebyl regulován, dodával by do vysoké pece při menším odporu větší množství vzduchu než při vyšším odporu pece. Pro rovnoměrný provoz je však nutno dmychat do pece stále stejné množství vzduchu. Proto je třeba, aby turbokompresor byl regulován na konstantní množství vzduchu. [1]

### Regulace změnou otáček

Změnou počtu otáček je umožněn provoz v kterémkoli bodě pole, omezeného zleva pumpovní hranicí a zprava charakteristikou při maximálních přípustných otáčkách. Regulace spočívá v tom, že se otáčky úmyslně mění tak, aby provozní bod ležel stále na požadované přímce nebo křivce. [1]

Vliv změny otáček na objemový průtok můžeme vyhodnotit z rovnosti objemových součinitelů pro původní a regulovaný stav:

$$Q = konst \cdot n \quad (20)$$

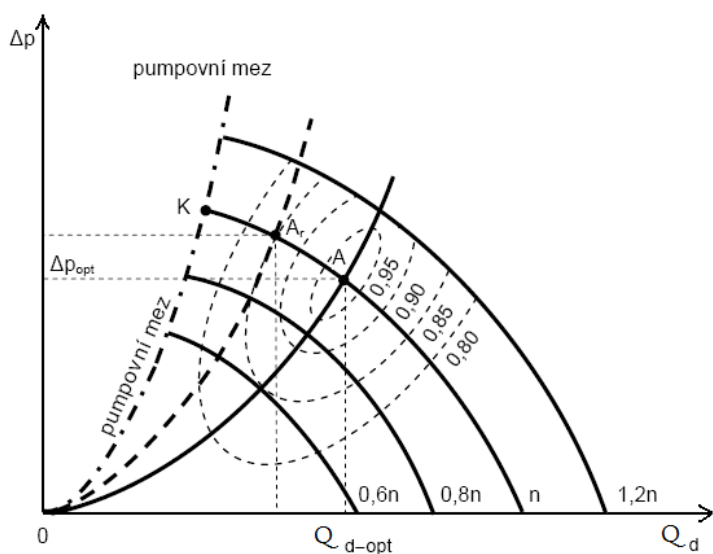
Podobně pro měrnou energii z rovnosti tlaků odvodíme:

$$Y = konst \cdot n^2 = konst \cdot Q^2 \quad (21)$$

Z rovnosti součinitelů příkonu lze odvodit kubickou závislost příkonu na otáčkách:

$$P = konst \cdot n^3 = konst \cdot Q^3 \quad (22)$$

V praxi lze využívat odvozených rovnic jen v případech malých změn otáček. Jinak je průběh sledovaných změn vyhodnocován experimentálně pomocí tzv. pole



Obr.1.10 Pole charakteristik regulaci změnou otáček [3]

charakteristik (obr.:1.10). Jejich pomocí se stanoví optimální pracovní podmínky s nejlepší účinností. [3]

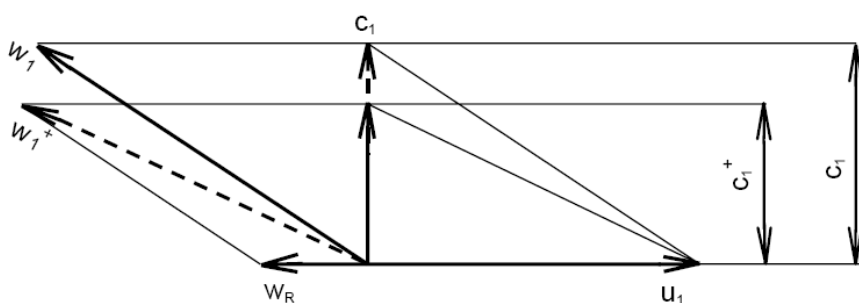
Regulace změnou otáček je neekonomičtější způsob regulace. Používá se proto vždy, je-li turbokompresor poháněn strojem, u kterého je možnost regulovat otáčky. [1]



## Regulace změnami průtočné části

Z toho způsobu regulace se nejčastěji používá natáčení lopatek v sání a natáčení difuzorových lopatek. K regulacím průtočné části je možno počítat také změnu charakteristiky dosaženou odpojením poloviny stroje u turbokompresorů s oboustranným sáním. [1]

Natáčením lopatek předřadného vstupního statoru je ovlivňován směr vektoru absolutní rychlosti  $c_1$  na vstupu do rotoru. Z Eulerovy rovnice vyplývá důsledek změny obvodové složky  $c_{1u}$  na měrnou energii  $Y$ . Změna meridiální složky  $u_{1m}$  pak reguluje množství plynu. Při změně dopravovaného množství během regulačního zásahu dochází také ke změně rychlosti  $c_1$  na  $c_1^+$  i ke změně směru relativní rychlosti  $w_1$  na  $w_1^+$  doprovázené vstupním rázem na hraně lopatek a pokles účinnosti. Na obrázku (obr.:1.11) je v rychlostním trojúhelníku naznačen rozklad relativních rychlostí  $w_1^+$  a vznik rázové složky  $w_R$ . [3]



Obr.1.11 Vstupní ráz vyvolaný regulačním orgánem [3]

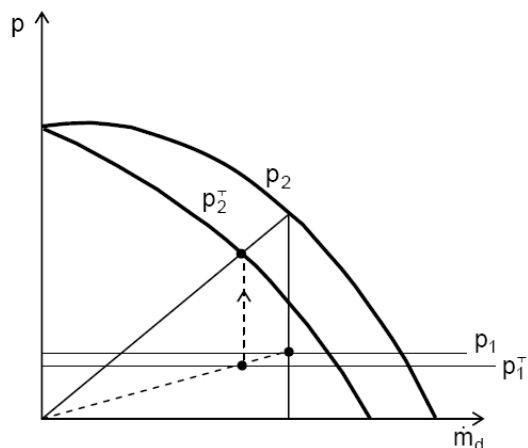
## Regulace škrcením v sání

Tento způsob regulace se dnes používá u turbokompresorů poháněných elektromotorem. Obvykle se turbokompresor reguluje škrcením v sání pomocí regulační klapky, zařazené před turbokompresor. Podstata tohoto způsobu regulace spočívá v tom, že se pomocí regulační klapky sníží tlak plynu v sání turbokompresoru a tím se dosáhne i požadovaného snížení výtlačného tlaku. Tlak v sacím potrubí před regulačním škrticím orgánem se přitom nijak nezmění. Důsledky popsáního zásahu lze odvodit z izoentaltického děje, který popisuje škrcení. Označíme-li veličiny po zásahu křížkem, platí úměra:

[3]

$$\frac{p_1}{p_1^+} = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_d^+} = \frac{P_{sp}}{P_{sp}^+} \quad (23)$$

Pomocí tohoto vztahu můžeme sestavit charakteristiku jako je na obrázku (obr.:1.12)



Obr.1.12 Změna charakteristik při regulaci škrcením na sání [3]

Škrcením v sání se snižuje příkon potřebný k pohonu turbokompresoru. Toho se využívá při měření charakteristik strojů není-li plný příkon na zkušebně k dispozici. V tomto případě se změní tzv. „exhaustorová“ charakteristika, při níž turbokompresor pracuje jako exhaustor s výtlačkem otevřeným do atmosféry.

Potřebného podtlaku v sání dosáhneme

škrcením regulačním orgánem. Tímto způsobem je možné například u strojů s tlakovým poměrem  $\varepsilon = 8$  snížit příkon až na jednu osminu jmenovitého příkonu. Přepočet „exhaustorové“ charakteristiky na „kompresorovou“ pomocí výše uvedených vztahů. Ve srovnání s regulací natáčivými vstupními nebo difuzorovými lopatkami je méně ekonomická (z hlediska spotřeby energie), ale konstrukčně, výrobně a provozně je však nejjednodušší a nejspolehlivější. [1]

### Regulace škrcením ve výtlačku

Využívá zvyšování odporu spotřebiče přivíráním uzávěru ve výtlačném potrubí k posunu pracovního bodu k nižší výkonnosti. Zásah je omezován pompážní mezí. Vzhledem k tomu, že poloha pracovního bodu se přibližuje k okamžité hodnotě odporu spotřebiče, jedná se v podstatě o autoregulaci. [3]

### Antipompážní regulace

Antipompážní regulace umožňuje provoz turbokompresoru při odběru, který odpovídá nestabilní oblasti tj. oblasti pod hranicí pompáže. V podstatě je to regulace přepouštěním. Impulsem pro automatickou antipompážní regulaci je např. změna rozdílu tlaku před clonou a za ní nebo změna dynamického tlaku u dvojité pitotovy trubice v závislosti na množství plynu, protékající potrubím. [1]

Charakteristika antipompážní regulace, tj. průběh počátku zásahu regulace v závislosti na nasávaném množství, je různá podle toho, kde je impulsní orgán umístěn. Je-li umístěn v sacím potrubím, mění se měrná váha nasávaného plynu a rozdíl impulsních tlaků je pouze funkcí nasávaného množství. Při odběru impulsu v sání dojde k zásahu antipompážní regulace při určitém konstantním nasávaném množství,

na které je regulátor nastaven bez ohledu na výtlačný tlak. Při umístění impulsového orgánu ve výtlačném potrubí se mění jeho měrná váha plynu podle jeho tlaku a teploty. Rozdíl impulsních tlaků je pak funkcí teploty, tlaku a množství protékajícího plynu. Kromě uvedených a nejčastěji používaných způsobů odběru impulsu je možné brát impuls pro antipompážní regulaci také např. od ztrát tlaku v mezichladiči, od ztrát tlaku v kterémkoli koleně plynového potrubí atd.. Důležitým předpokladem správné funkce regulace je závislost rozdílu tlaků v místě odběru impulsů na protékajícím množstvím a minimální hodnota možných pulsací, které by mohly způsobit rozkmitání celého regulačního systému. [1]

U turbokompresorů pracujících v okruhu, kde se ve velkém rozsahu mění sací a výtlačný tlak, např. u kompresorů aerodynamických tunelů atd., je třeba použít speciální antipompážní regulace, která zasáhne při dosažení určitého nastaveného tlakového poměru  $\varepsilon$ . [1]

U vzduchových turbokompresorů se přepouštěný vzduch obvykle odvádí do atmosféry. Při stlačování jiných plynů se odvádí přepouštěný plyn do sání turbokompresoru přes chladič ve kterém se plyn ochlazuje, aby se nezvyšovala celková teplota v sání a nedocházelo k nepřipustnému snížení stlačení. Při přímém přepouštění se bez užitku maří energie skrčením v přepouštěcím ventilu. Tlakovou energii přepouštěného plynu je možno využít přepouštěním přes tzv. přepouštěcí turbínu, jejíž kolo bývá nasazeno přímo na hřídel turbokompresoru. Skříň turbokompresoru a turbíny bývá společná. Plyn se přepouští přímo z výtlačku turbokompresoru přes přepouštěcí ventil. Antipompážní turbína však zvyšuje ventilační ztráty při provozu nad pompáží a zároveň více komplikuje stroj a zvyšuje cenu. Z tohoto důvodu se tohoto způsobu používá pouze v tom případě, má-li turbokompresor pracovat převážnou část doby pod mezí stability, což se vyskytuje velmi zřídka. [1]

## **1.4 Pohon turbokompresorů**

Turbokompresor je stroj rotační, který vyžaduje stály a klidný chod, a proto je vhodné, aby byl poháněn strojem se podobnými vlastnostmi. Těmto požadavkům nejlépe vyhovují parní i spalovací turbíny a elektromotory. [3]

### **1.4.1 Parní turbíny**

Parní turbíny se vyznačují dobrou účinností v poměrně širokém rozsahu otáček a zatížení. Doporučují se použití v místech, kde jsou k dispozici parní centrály. Jestliže

v provozních podmínkách pracuje turbína trvale s nižším než nominálním výkonem, projevuje se snížení účinnosti. Vzhledem k obvykle nedostatečné přesnosti projekčních podkladů při stanovování výkonových parametrů kompresorových soustrojí, se volí rezerva výkonu parní turbíny co možná nejmenší, nebo se raději vybavuje přetěžovací regulací. Vzhledem na nejčastěji otáčky turbokompresorů v rozmezí 3000 až 8000 ot/min. není nutné mezi turbínu a kompresor vkládat převody. [3]

Zásadní nevýhodou parních turbín je velká složitost a rozměrnost celého zařízení, vysoké investiční a provozní náklady. Dlouhá, několika hodinová doba potřebná k najetí do provozních otáček určuje parní turbíny k trvalému nebo alespoň k dlouhodobému provozu velkých turbokompresorů. Tyto obecné závěry je možno dále doplnit podle druhu parní turbíny. [3]

### **Protitlaká turbína**

Protitlaká turbína s poměrně vysokým vstupním tlakem a teplotou páry je vzhledem k menším zpracováním entalpickým spádům vhodná především pro výkony menší než 5 MW. Vzhledem k tomu, že výstupní pára je využívána pro další účely, např. vytápění, dociluje se zlepšení tepelné účinnosti celého zařízení. [3]

Kondenzační turbína se používá k pohonu turbokompresorů s vysokými příkony 5 až 20 MW. Termická účinnost celého zařízení je menší než protitlakém provedení o ztráty tepla odvedeného kondenzátu. [3]

Odběrová turbína s regulovaným odběrem je výhodným pohonným agregátem velkých turbokompresorů při proměnném zatížení. Jejím využíváním se dosahuje lepších účinností než u turbín kondenzačních, jestliže je dostatečná a smysluplná spotřeba odpadního tepla. [3]

### **Spalovací turbíny**

Spalovací turbíny s nízkými účinnostmi, které se navíc zhoršují při změně zatížení vůči optimálnímu provoznímu stavu. Pracují v rovnotlakém otevřeném cyklu a jsou vhodné jen tam, kde je k dispozici levné tekuté palivo nebo plyn, na příklad v kompresorových stanicích dálkových plynovodů. Zde je k dispozici pro spalování dopravovaný plyn, spotřeba chladicí vody je malá a soustrojí lze dálkově ovládat, což je výhodné zejména při nasazení v odlehlých oblastech. [3]

### **1.4.2 Elektromotory**

Elektromotory mají ve srovnání s turbínami řadu důležitých předností. Jednoduchost stavby, malé rozměry a hmotnost, nízké pořizovací a provozní náklady, rychlý start a převzetí v zatížení v desítkách vteřin, vysokou provozní spolehlivost a nenáročnou údržbu. Nevýhodou jsou pro pohon turbokompresoru nízké otáčky i dvoupólových motorů vyžadující vřazování zrychlujících převodových skříní se všemi neblahými důsledky. Kontinuální změna otáček umožňují pouze komplikované a drahé motory. [3]

Téměř výhradně se používají elektromotory k pohonu pístových kompresorů, které jsou ve srovnání s turbokompresory stroje pomaloběžné. U velkých pístových kompresorů s konstantními otáčkami je motor spojen převážně přímo klikovou hřídelí a jeho rotor souží současně jako setrvačnick. U Malých kompresorů je již spojení nákladné, používá se převodu „do pomala“ pomocí klínových řemenů. [3]

#### **Stroje synchronní**

Základními vlastnostmi synchronních motorů je jejich „tvrdá“ otáčková charakteristika, to znamená, že rychlost otáčení závisí pouze na kmitočtu sítě. Počet otáček nezávisí na napětí a ani na zatížení. Motor udržuje konstantní otáčky od chodu naprázdno až k plnému výkonu, popř. přetížení. Důležitou vlastností synchronního motoru je kromě kompenzace účinníku též schopnost motoru stabilizovat síťové napětí a vyrovnávat napěťové výkyvy. Pro pohon turbokompresorů se používá většinou strojů čtyřpólových, dvoupólových strojů pouze při přímém spojení bez převodovky. [1]

#### **Stroje asynchronní**

Asynchronní motor má „měkčí“ otáčkovou charakteristiku než synchronní motor, to znamená, že jeho otáčky do určité míry závisí nejen na kmitočtu sítě, ale i zatížení. Podle velikosti stroje je pokles otáček mezi chodem naprázdno a jmenovitým výkonem (skluz) 1 až 5 % jmenovitých otáček. Při chodu naprázdno běží stroj prakticky při synchronních otáčkách. Při přetěžování stroje otáčky klesají ještě více, o 10 až 15 %, a při překročení maximálního momentu stroje se motor začne zpomalovat a není-li včas odpojen, může být vážně poškozen. Závislost momentu zvratu asynchronního motoru na svorkovém napětí je podstatně větší než u motoru

synchronního, neboť moment zvratu asynchronního motoru klesá s druhou mocninou napětí (u synchronního motoru úměrně s napětím). Asynchronní motor je citlivější na změny napětí v síti. Tento motor nemůže dodávat jalový výkon do sítě, ale naopak jalový výkon ze sítě odebírá. [1]

### **Stejnoseměrné stroje**

V úvahu přichází elektromotory s cizím buzením. Otáčková charakteristika těchto strojů je tzv. „tvrdá“, otáčky motoru poměrně málo závisí na zatížení. Hlavní předností těchto strojů je možnost hospodárné regulace otáček, neboť otáčky motoru jsou přibližně přímo úměrné svorkovému napětí kotvy. Otáčky je možno také regulovat změnou budícího proudu motoru, přičemž při zvýšení budícího proudu otáčky klesají a naopak při snížení stoupají. Momentová přetíženost stejnosměrného stroje je obvykle tak vysoká, že při provozu s turbokompresorem její překročení nepřichází v úvahu. Jelikož elektrická energie se dnes obecně rozvádí třífázovým střídavým proudem, je nutno mít pro pohon zvláštní zdroj stejnosměrného proudu. Tímto zdrojem bývá motorgenerátor nebo usměrňovač. [1]

## 2 Popis měřicí tratě

Měřicí trať je umístěna v laboratořích katedry Energetických strojů a zařízení v budově E Technické univerzity v Liberci. Laboratoř je využívána pro měření více úloh, a proto se na přidaných fotografiích na pozadí mohou vyskytnout stroje a strojní zařízení, které s měřením mé úlohy nijak nesouvisí.

### 2.1 Turbokompresor



Obr.2.1 Radiální jednokolový turbokompresor ČKD Praha  $\varepsilon=1,5$   $Q=3500[\text{m}^3/\text{h}]$

Turbodmychadlo se skládá z výtlačné spirály, mezistěny a převodové skříně jejíž pastorek je současně rotorem turbokompresoru, na kterém je letmo uloženo oběžné kolo. Výtlačná spirála je jednodílná a může se natočit do libovolné polohy dle potřeb zabudování. Umožňuje také přímý vstup nasávaného média do oběžného kola a nese ucpávku krycího kotouče. Součástí turbokompresoru je převodová skříň se stálým převodem 1:5 tzv. „dorychla“. Spodek převodové skříně tvoří současně nádrž pro olej. Spirála i převodová skříň jsou odlity ze šedé litiny. V odlitku převodové skříně je rozvod mazacího oleje k ložiskům a převodu. Převodová skříň je připevněna na malé svařované desce přichycené základovými šrouby k betonovému základu. Základová

deska je zalita do betonového základu. Hřídel turbokompresoru s letmo uloženým oběžným kolem je současně pastorkem převodu. Hřídel i oběžné kolo jsou vykovány z legované oceli, zušlechtěné a hladce opracované. Lopatky oběžného kola mají v průměru 392 mm a jsou frézovány ze speciální legovaného materiálu i s čepy, jimiž jsou přinýtovány ke krycímu a nosnému kotouči. Oběžné kolo je upevněno na přírubě pastorkového hřídele. Mezi přírubou a oběžným kolem jsou provedeny radiální kanály sloužící jako tzv. ventilační ucpávky. Převod je uložen v kluzných ložiskách, které zachycují také jeho axiální sílu. Regulace množství nasávaného vzduchu je zrealizována pomocí škrťacího orgánu. V našem případě je toho docíleno ručně regulovatelnou klapkou umístěnou na sacím hrdle turbokompresoru.

### Parametry Turbokompresoru

Jednokolový radiální turbokompresor ČKD Praha

Rok výroby.....	1965	
Nasávané množství vzduchu.....	3500	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$
Stav v sacím hrdle		
-absolutní tlak .....	98066,5	[Pa]
-teplota .....	15	[°C]
Stav ve výtlačném hrdle - absolutní tlak.....	1407099,8	[Pa]
-teplota .....	80	[°C]
Spotřeba energie na spojení turbokompresoru.....	79	[kW]
Otáčky turbokompresoru.....	14890	$\left[\frac{\text{ot}}{\text{min}}\right]$
Množství chladicí vody		
- pro dochlazovač .....	6,5	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$
- pro chladič oleje.....	1,2	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$
Převodovka mezi dynamometrem a turbokompresorem.....	1:5	
		[4]

## 2.2 Výměník tepla (dochlazovač)

Výměník tepla je přístroj nebo zařízení, zprostředkující sdílení tepla mezi činnými tekutinami, při kterém může dojít i k přenosu jejich hmot. Dochlazovač je zařazen na výtlaku turbokompresoru za dochlazovačem je umístěna uklidňovací nádoba, pro přesnější měření průtoku na cloně. Skládá se z válcového pláště, opatřeného dvěma hrdly Ø 200 mm pro vstup a výstup vzduchu. Horní víko je spojeno přírubou s trubkovým svazkem, který je zasunut v tělese dochlazovače. Otvor spodního víka



slouží k vypouštění vody z trubkového svazku. Voda protéká trubkami, opatřenými na straně vzduchu navlečenými žebry, ve čtyřech tazích, vzduch proudí kolmo na svazek trubek. [4]

## 2.3 Pohon turbokompresoru

### 2.3.1 Dynamometr

Na měřicí trati je nainstalován stejnosměrný dynamometr s reakčním měřením krouťicího momentu. Slouží k pohonu nebo brzdění zkoušených objektů za současného



Obr.2.2 Dynamometr 100SDS180ST

měření krouťicího momentu a otáčivé rychlosti. Krouťicí moment se měří pomocí měření reakční síly na statoru stroje uloženého ve stojanových ložiskách. Používají se převážně ve dvou základních režimech a to v režimu  $n = konst.$  nebo  $M = konst.$  Jsou určeny pro měření ve stacionárních stavech.

Reakční měření neumožňuje měření dynamických složek krouťicího momentu od setrvačné hmotnosti rotoru stroje při dynamických změnách otáčivé rychlosti. Vyznačují se však vysokou odolností proti poškození snímače krouťicího momentu, vysokou přesností regulace otáček a momentu, možností snadného řízení a konfigurace pracovních režimů. Mohou pracovat v obou směrech otáčení, při brzdění je mechanická energie rekuperována do napájecí sítě.

#### Parametry dynamometru

Typ.....	100SDS180ST	
Výkon .....	100	[kW]
Proud.....	280	[A]
Maximální otáčky.....	3450	$\left[\frac{ot}{min}\right]$
Buzení.....	310	[V]

[6]

### 2.3.2 Měníč napětí

Na měřicí trati je nainstalován měnič napětí s napjetím 3AC 400V, Simoreg DC master řady 6R70 od firmy Siemens AG zabudovaný ve skříni určený pro stejnosměrné pohony výkonovém rozsahu až do 10000 kW. Dva výkonné mikroprocesory přebírají veškeré funkce regulace pohonu a komunikace. Funkce pro regulaci pohonu jsou realizovány ovládacím programem měniče pomocí programových modulů, které se navzájem propojují pomocí parametrů. Parametry je možno nastavit a monitorovat na ovládacím panelu. Měníč je proveden jako čtyřkvadrantový, kotva je napájena prostřednictvím dvou plně řízených antiparalelních můstků. Buzení je napájeno jednofázovým dvoupulsním můstkem. Kmitočet napájecího napětí kotvy a buzení se může lišit, na sledu fází napájení kotvy nezáleží. Měníč je vybaven chladicími ventilátory a funkčnost chlazení je konrolována teplotním čidlem. Proudová přetížitelnost může být až 1,5 násobek jmenovité hodnoty stejnosměrného proudu.[7]



Obr.2.3 Měníč napětí (vpravo náhled dovnitř)

### 2.3.3 Ovládací panel

Měřicí trať je vybavena řídicím systémem SIMATIC S7, který je známý svojí spolehlivostí a robustností. Obsluze umožňuje jednoduché uvedení do provozu a nastavení konstantních otáček dynamometru. Pozor si musíme dát na to, že oběžné kolo turbokompresoru má 5x větší počet otáček. Na displeji se přehledně zobrazují

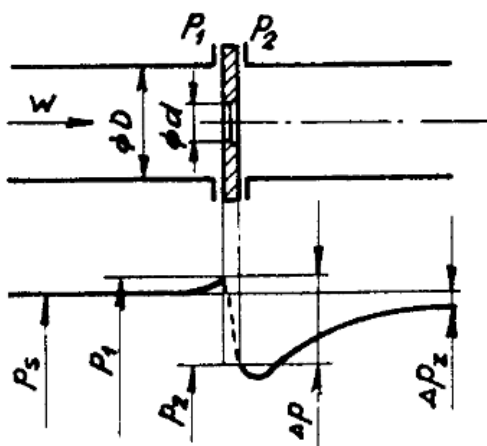


Obr.2.4 Ovládací panel SIMATIC S7

nastavené otáčky, kroutící moment a příkon měřený dynamometrem. Dynamometr můžeme provozovat ve dvou režimech, jak již bylo dříve popsáno a to v režimu  $n = konst.$  nebo  $M = konst$  tyto dvě hodnoty jsou zobrazovány ve dvou sloupcích. V prvním je uvedena požadovaná hodnota a v druhém skutečná hodnota. Přehledný panel umožňuje velice pohodlně a přesně odečítat kroutící moment a příkon na dynamometru. Právě z toho důvodu byla měřicí trať vybavena těmito novými výkonnými prvky od firmy SIEMENS.[8]

## 2.4 Měření průtoku clonou

Normalizovaná clona je deska s kruhovým otvorem uprostřed soustředně zabudovaná do potrubí. Odběry statických tlaků jsou provedeny těsně před a za škrťacím



Obr.2.6 Tlakové poměry škrťacího orgánu [5]

místem. Náběhová hrana musí být vždy ostrá. Měření průtoku je nepřímé, průtok určujeme z měřeného tlakového rozdílu  $\Delta p$  před a za škrťacím orgánem. Rozložení tlaků je patrné z obrázku (obr.:2.6). Škrťací orgán způsobuje tlakovou ztrátu  $\Delta p_z$ , která je tím větší, čím více uzavřený průřez redukuje a čím větší je průtok redukováným průřezem.



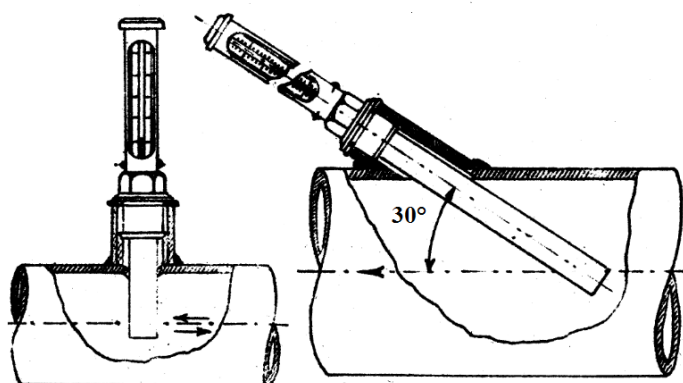
Obr.2.5 Místo pro zabudování clony

Pro měření průtoku škrťacími orgány s pokud možno co nejmenší chybou je nutné při jejich návrhu a instalaci splnit řadu požadavků. Mezi jeden z hlavních patří požadavek na ustálené proudění před vstupem tekutiny do škrťacího orgánu. Ten lze zajistit instalací potřebné délky přímého úseku potrubí před vstupem plynu do škrťacího orgánu. [5]

Na měřicí trati je ještě před částí rovného potrubí umístěna uklidňovací nádoba, aby bylo zajištěno, proudění uklidněného proudu vzduchu ke škrticímu orgánu. Na výtlačné straně potrubí  $\varnothing 208 \text{ mm}$  je zabudovaná clona s tzv. komorovými odběry o  $\varnothing 154,9 \pm 0,1 \text{ mm}$ .

## 2.5 Měření teploty

Na celé měřicí trati se používají skleněné teploměry a jsou zabudovány kolmo na osu protékajícího vzduchu, nebo pod úhlem  $30^\circ$  vůči protékajícímu vzduchu (za clonou). Skleněné teploměry využívají ke své funkci objemové roztažnosti teploměrové kapaliny (náplň teploměru) ve skle. Přírůstek objemu kapaliny se stoupající teplotou se čte přímo v kapiláře teploměru, která vychází z teploměrové



Obr.2.7 Možnosti umístění teploměrů do potrubí [5]

nádoby. Prostor v kapiláře je vakuován u běžných typů skleněných teploměrů. Při odečtu je důležité, aby osoba odečítající hodnotu ze stupnice měla oči ve stejné rovině jako je hladina odečítané teploměrné kapaliny.

[5]

## 2.6 Měření tlaku

Na měřicí trati jsou převážně použity U-trubicové tlakoměry, které jsou



Obr.2.8 U-trubicové tlakoměry a mikromanometr se sklopnou trubicí

umístěny na mobilní stěně. Po celé délce trati jsou na potrubí instalována tzv. odběrná místa, která jsou spojena se skleněnými U-trubicovými tlakoměry pomocí plastových hadic. U-trubicové tlakoměry jsou s milimetrovým měřítkem. Nevýhodou U-trubicových tlakoměrů je to, že se musí číst výchylka sloupce v obou ramenech. Pro měření relativního rozdílu tlaku na cloně je použit mikromanometr se sklopnou trubicí. Je to nádobkový tlakoměr, jehož trubici lze sklápět, a tím zvětšovat jeho citlivost. Měřící rozsah je dán délkou trubice. Náplň je výhradně etylalkohol,

aby se vytvořil dobře čitelný meniskus i při malém úhlu. Pro měření atmosférického tlaku je použit rtuťový staniční barometr. [5]

## **2.7 Měření relativní vlhkosti.**

Pro měření vlhkosti byl použit Aspiranční psychrometr. Psychometrická metoda měření vlhkosti plynů je založena na adiabatickém sycení plynu. Základem jsou dva teploměry suchý a mokrý. Teploměřová čidla jsou chráněna kryty proti ztrátám tepla sáláním. Přesnost správně provedeného aspiračního psychrometru bývá lepší než 1,5 %. K určení relativní vlhkosti plynu se obvykle používá tabulek nebo monogramu, aby nebylo nutné používat výpočtové vztahy. Jejich nevýhodou je nasycování měrného prostoru vlhkostí z mokrého teploměru, a proto není vhodný k měření v malých uzavřených prostorech. [5]



### 3 Měření charakteristiky turbokompresoru

Účelem měření je podat důkaz o správné funkci turbokompresoru a o dodržení zaručovaných hodnot, a proto jsme před začátkem měření charakteristiky s obsluhou udělali kontrolu celé zkušební trati zda-li v ní není nějaká překážka (nečistota), která by mohla poškodit, nebo mít vliv na měřicí zařízení, také jsme samozřejmě prohlédli turbokompresor a jeho příslušenství. Zkontrolovány byly i rozsahy měřících přístrojů a jejich bezchybná funkčnost.

Před spuštěním turbokompresoru jsme odečetli tlak a relativní vlhkost okolního vzduchu. Obsluha pustila vodu z vodovodního řádu do dochlazovače vzduchu, aby vzduch vystupující z výtlačného potrubí neměl po kompresi příliš vysokou teplotu. Jelikož je turbokompresor umístěn v poměrně prostorově malé místnosti bylo zapotřebí mít během měření otevřená některá okna v laboratoři. I tak jeho funkcí dochází k mísení vzduchu, a proto byla teplota okolí odečítána na teploměru umístěném na sání turbokompresoru. Protože turbokompresor během provozu vydává tón o vysoké frekvenci museli jsem mít na uších chrániče sluchu a předem si domluvit gesta kterými se budeme s obsluhou dorozumívat.

Obsluha na ovládacím panelu uvede kompresor do pohybu. Na jmenovité otáčky se musí najíždět pozvolna, jelikož je turbokompresor vybaven kluznými ložisky je potřeba hlídat hladinu mazacího oleje. Před začátkem odečítání měřených hodnot je potřeba nějakou dobu počkat než se turbokompresor celý prohřeje, aby nebyly odečítané hodnoty zkreslené. Po zahřátí turbokompresoru a njetí na jmenovité otáčky, které jsou během odečítání měřených hodnot konstantní se obsluha přesune k sání turbokompresoru odkud může ovládat škrtící klapku. Klapka se nastaví do polohy blízko uzavření sání ovšem nemůže se sání úplně zavřít, protože by ihned došlo k pompáži turbokompresoru. Při odečítání bodů charakteristiky se klapka postupně otevírá až do plného otevření. Pro jedny jmenovité otáčky lze nastavit 7 až 10 bodů měření, to záleží na obsluze, která nastavuje polohu škrtící klapky. Jelikož se mají všechny hodnoty odečítat najednou je dobré, aby se do měření zapojilo co nejvíce studentů a je zapotřebí počkat mezi jednotlivými body měření přibližně 5 až 10 min, aby byly měřené teploty ustálené. Naměřené veličiny jsou uvedeny v tabulkách v příloze II.

## Měřené veličiny :

### Okolí

$p_b$ .....	barometrický tlak	[thorr]
$\varphi$ .....	relativní vlhkost	[%]
$t_B = t_1$ .....	teplota okolí= teplota v sání	[°C]

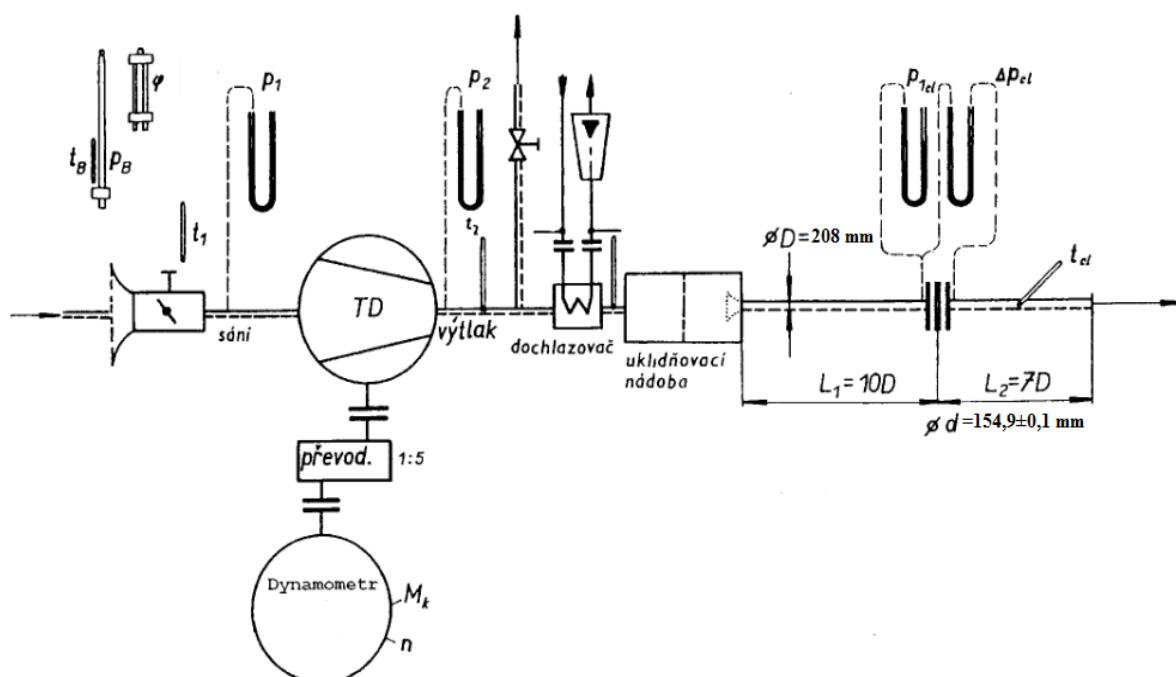
### Turbodmychadlo

$M_k$ .....	kroučící moment	[Nm]
$n$ .....	otáčky elektromotoru	$\left[\frac{\text{ot}}{\text{min}}\right]$
$p_1$ .....	podtlak vůči okolí	[Pa]
$p_2$ .....	přetlak vůči okolí	[Pa]
$t_1$ .....	teplota v sání	[°C]
$t_2$ .....	teplota na výtlaku	[°C]

### Clona pro měření průtoku

$p_{1cl}$ .....	tlak před clonou	[Pa]
$\Delta p_{cl}$ .....	rozdíln tlaků před a za clonou	[Pa]
$t_{cl}$ .....	teplota na cloně	[°C]

## Schéma měřicí tratě :



Obr.3.1 Schéma měřicí tratě

## 4 Vyhodnocení naměřených hodnot

Turbokompresor se většinou měří za podmínek blízkým zaručovaným vstupním podmínkám, ale obvykle nelze dosáhnout toho, aby se všechny parametry shodovali s parametry zaručenými, nebo není možno měřit stroj při plném výkonu. V tomto případě měříme tzv. exhaustorovou charakteristiku, kterou je třeba přepočítat na tzv. zaručené stavy. Zaručené stavy turbokompresoru jsou uvedeny v tabulce 4.1.

Zaručené stavy :			
teplota v sání	$t_{1z}$	15	[°C]
tlak v sání	$P_{1z}$	98066,5	[Pa]
výtlačný tlak	$P_{2z}$	147099,8	[Pa]
nasávané množství vzdušiny	$Q_{1z}$	3500	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]
otáčky	$n_z$	14890	[1·min <sup>-1</sup> ]
příkon stroje	$P_z$	79	[kW]

Tabulka 4.1: Zaručené stavy

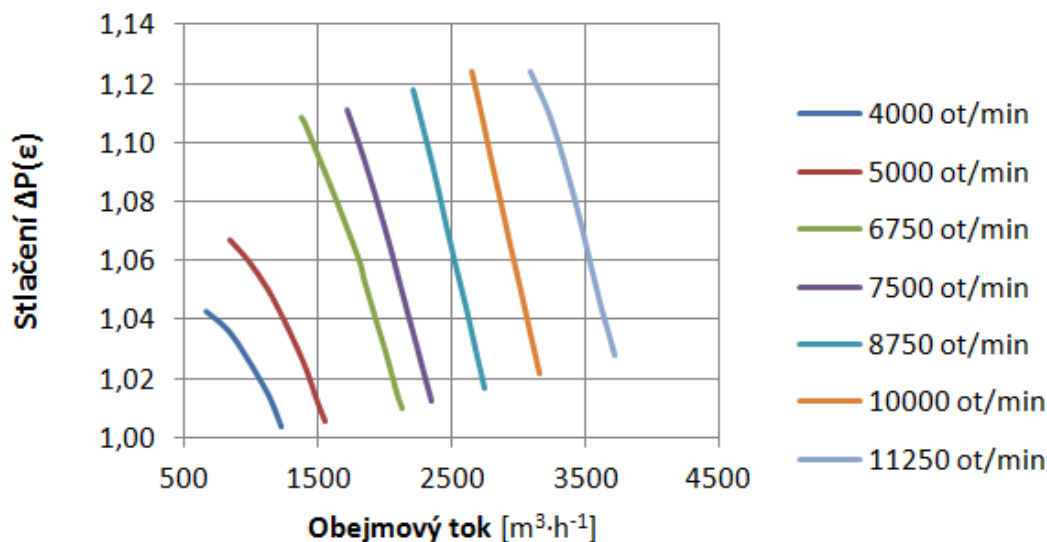
Podrobný výpočet jednoho bodu charakteristiky se všemi výpočty je uveden v příloze I. Porovnání naměřených hodnot a přepočtených výsledků měření se zaručenými hodnotami se provádí graficky. Je předpoklad, že se na osu x je vynášena výkonnost turbokompresoru a na osu y je vynášeno stlačení nebo výtlačný tlak. Účinnost se neporovnává, jelikož v přepočtu na zaručené stavy se vychází ze zjednodušeného předpokladu a to, že účinnost komprese zůstane při změnách stavech stejná při zachování podobnosti rychlostních trojúhelníků. V grafech jsou zakresleny jednotlivé spojitě křivky, které zobrazují vždy jednu charakteristiku naměřenou pro konstantní otáčky. Všechny naměřené a vypočítané hodnoty jsou uvedeny v tabulkách v příloze II.

Tlaková charakteristika kompresoru na grafu (Graf.:4.1) je charakteristikou naměřenou tzv. exhaustorovou. Z grafu je jasné vidět že objemový průtok pro jednotlivé otáčky měření je vždy měřen v malém rozsahu a s rostoucími otáčkami narůstá. Přepočítaná tlaková charakteristika je na grafu (Graf.:4.2). V grafu je dobře vidět široký rozsah objemového průtoku. Do toho grafu je přidána červená čerchovaná křivka, která je označena jako 14890 ot/min. Tato křivka odpovídá měření při plném zatížení, které bylo provedeno na zkušební firmě ČKD před expedicí zařízení do naší laboratoře. Nejvíce důležitý bod charakteristiky je zaručený stav a ten je vyznačen červeným



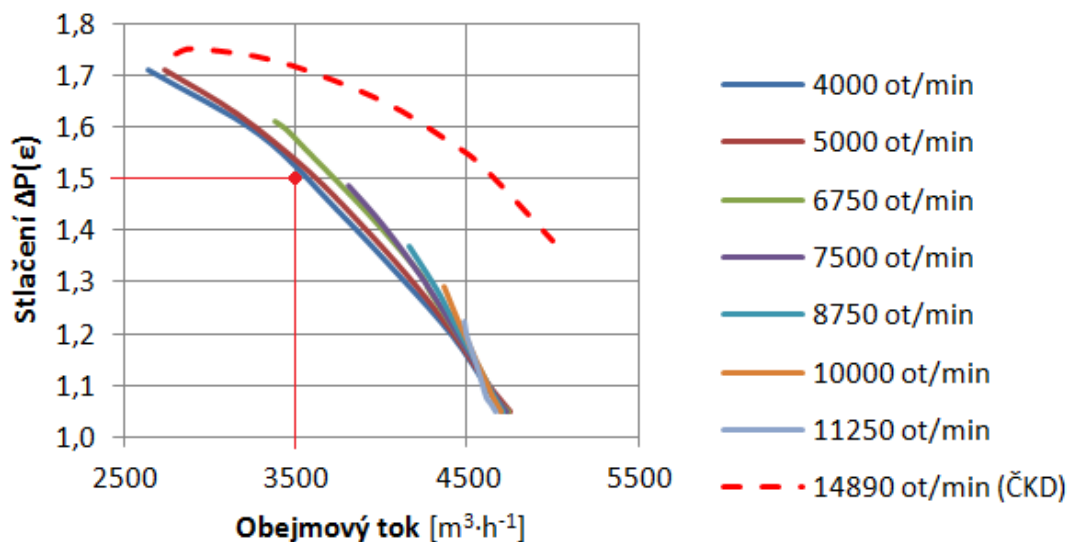
bodem. Pokud tento bod leží pod přepočítanými křivkami, tak jsou záruky výrobce splněny, proto můžeme potvrdit, že tlaková charakteritika odpovídá zaručeným stavům.

### Tlaková charakteristika naměřená



Graf .4.1:Naměřená tlaková charakteristika

### Tlaková charakteristika přepočítaná

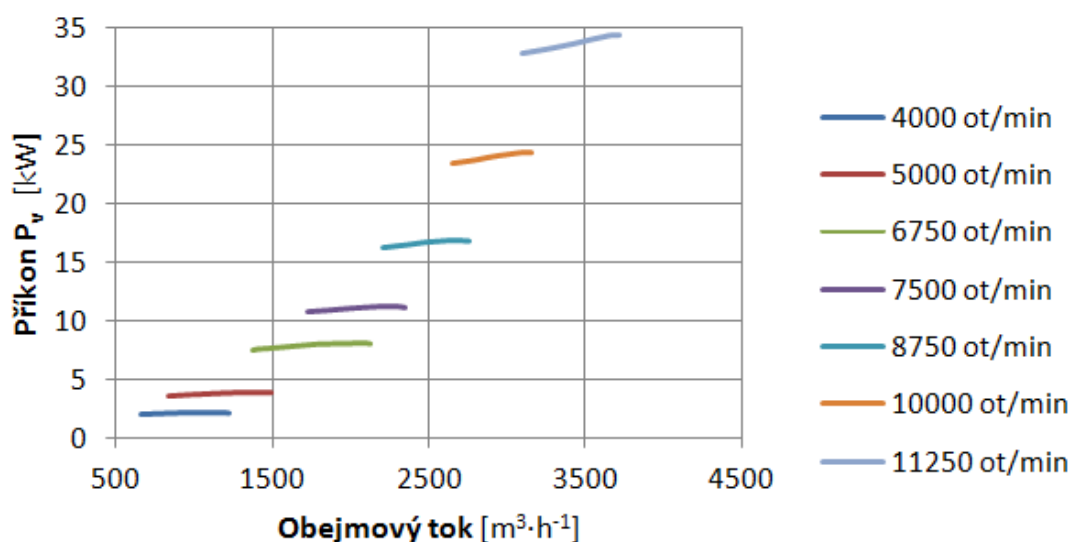


Graf 4.2: Přepočítaná tlaková charakteristika

Naměřená příkonová charakteritika je zobrazena na grafu (Graf.:4.3). Na tomto grafu není na první pohled vidět, že křivky mají konvexní tvar a svoje maximum, ale jednoznačně je vidět že při nárůstu objemového průtoku narůstá i příkon. To, že není nárůst příkonu lineární, je mnohem lépe vidět na grafu (Graf.:4.4), kde jsou hodnoty

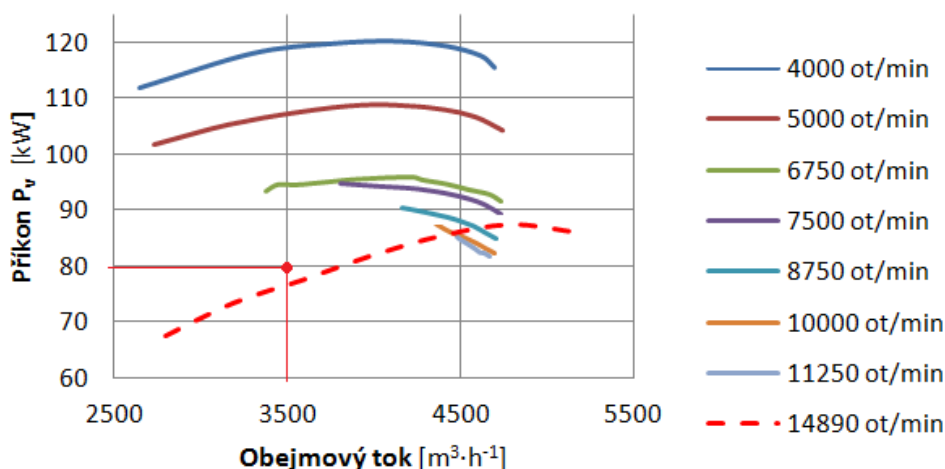
přepočítány. To je způsobeno tím, že naše měření zahrnuje všechny mechanické ztráty a ztráty vnějších netěsností. Jako v předchozím případě, kdy je přepočítávána tlaková charakteristika, je do grafu přidána křivka z měření na zkušebně ČKD, ale stejně jako v grafu (Graf.4.2) je nejdůležitější bod zaručeného stavu. Jelikož je bod pod přepočítanými křivkami, tak turbokompresor spotřebovává větší množství elektrické energie než by měl, a proto příkonová charakteristika neodpovídá zaručeným stavům.

### Příkonová charakteristika naměřená



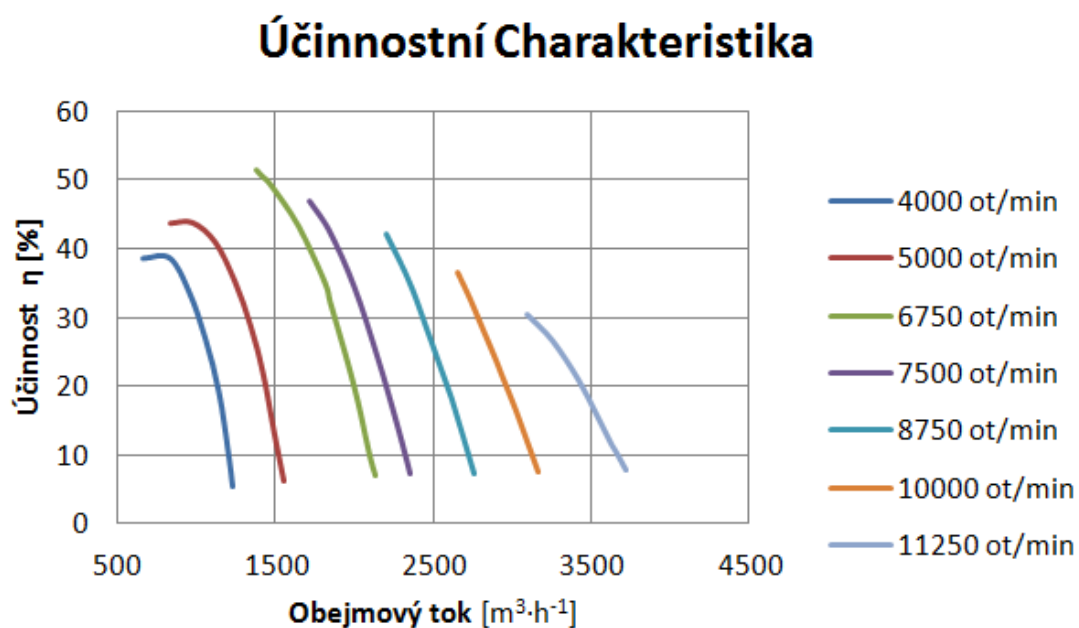
Graf 4.3: Naměřená příkonová charakteristika

### Příkonová charakteristika přepočítané



Graf 4.4: Přepočítaná příkonová charakteristika

Účinnostní charakteristika je zobrazena na grafu (Graf.:4.5) a ta se nepřepočítává, jak již bylo dříve zmíněno. Její průběh má konvexní tvar. Nejvyšší účinnosti dosahujeme na začátku měření, protože na začátku měření je největší tlakový poměr jak je vidět na grafu (Graf.:4.1), to je způsobeno tím, že škrtkící klapka skoro uzavřená a na sání vzniká podtlak. V této charakteristice jsou zhrnuty všechny ztráty turbokompresoru.



Graf 4.5: Účinnostní charakteristika

## 5 LABORATORNÍ ÚLOHA

Tato laboratorní úloha je zaměřena na měření charakteristiky turbokompresoru v laboratořích katedry Energetických strojů v Liberci a posouzení záruk výrobce turbokompresoru.

### Zadání laboratorní úlohy :

Pro jednu hodnotu provozních otáček určete závislost příkonu turbokompresoru na množství stlačovaného vzduchu. Dále určete závislost stlačení turbokompresoru na množství stlačovaného vzduchu a závislost účinnosti na množství dopravovaného vzduchu. Dále proveďte přepočet naměřených veličin na zaručené stavy a rozhodněte, zda jsou záruky splněny. Zhodnoťte výsledky měření z hlediska jistoty měření a prodiskutujte průběh naměřeného příkonu.

### Postup měření :

Před uvedením turbokompresoru do chodu se ujistěte zda jsou všechny měřicí přístroje připraveny pro měření. Změřte relativní vlhkost vzduchu okolí a jeho tlak. Obsluha nejprve pustí vodu z vodovodního řádu do dochlazovače vzduchu a poté uvede turbokompresor do pohybu. Nastaví otáčky pro měření (volit do 6000 ot/min na rotoru) a postupně mění množství nasávaného vzduchu. Odečtěte hodnoty, запиšte je do tabulek a proveďte výpočet. Vypočítané hodnoty zakreslete do grafů.

### Zadáno:

Parametry clony			
Vnitřní průměr clony	$\varnothing d$	0,1549	[m]
Vnitřní průměr potrubí	$\varnothing D$	0,208	[m]
Poměr zužení	m	0,555	
Uhrný součinitel průtoku	$\alpha$	0,718	

Tabulka 5.1: Parametry clony

Zaručené stavy :			
teplota v sání	$t_{1z}$	15	[°C]
tlak v sání	$P_{1z}$	98066,5	[Pa]
výtlačný tlak	$P_{2z}$	147099,8	[Pa]
nasávané množství vzdušiny	$Q_{1z}$	3500	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]
otáčky	$n_z$	14890	[1·min <sup>-1</sup> ]
příkon stroje	$P_z$	79	[kW]

Tabulka 5.2: Zaručené stavy

### Měřené veličiny :

#### Okolí

$P_b$ .....	barometrický tlak	[thorr]
$\varphi$ .....	relativní vlhkost	[%]
$t_B = t_1$ .....	teplota okolí= teplota v sání	[°C]

#### Turbodmychadlo

$M_k$ .....	krouťící moment	[Nm]
$n$ .....	otáčky elektromotoru	$\left[ \frac{\text{ot}}{\text{min}} \right]$
$p_1$ .....	podtlak vůči okolí	[Pa]
$p_2$ .....	přetlak vůči okolí	[Pa]
$t_1$ .....	teplota v sání	[°C]
$t_2$ .....	teplota na výtlaku	[°C]

#### Clona pro měření průtoku

$p_{1cl}$ .....	tlak před clonou	[Pa]
$\Delta p_{cl}$ .....	rozdíl tlaků před a za clonou	[Pa]
$t_{cl}$ .....	teplota na cloně	[°C]

### Vztahy pro sestavení charakteristik :

#### **Přepočet torru na pascaly**

$$1 \text{ torr} = 133,322 \text{ 368 Pa}$$

#### **Tlakový poměr $\varepsilon$**

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad [-]$$

#### **Expanzní součinitel**

$$\gamma = 1 - (0,41 + 0,35) \frac{\Delta p_{cl}}{p_{1cl}} \cdot \frac{1}{\kappa} \quad [-]$$

#### **Tlak nasycených par**

$$p'' = e^{23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t_{cl}}} \quad [Pa]$$

**Měrná hmotnost vzduchu**

$$\rho_{cl} = \frac{p_{1cl} - p'' \cdot \varphi}{r_v \cdot T_{cl}} + \frac{p'' \cdot \varphi}{r_p \cdot T_{cl}} \quad \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

**Objemový průtok**

$$Q_{cl} = \alpha \cdot \gamma \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta p_{cl}}{\rho_{cl}}} \quad \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

**Měrná izoentropická (adiabatická) práce oběhu potřebná ke stlačení**

$$A_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad \left[ \frac{J}{kg} \right]$$

**Statický isoentropický příkon oběhu pro stlačení**

$$P_{ob} = A_{ad} \cdot M_{cl} \quad [W]$$

**Účinnost turbodmychadla**

$$\eta_{td} = \frac{P_{ob}}{P} \quad [-]$$

**Přepočet výsledků na zaručené stavy****Hmotový tok vzduchu, přepočtený na otáčky a zaručený stav v sání**

$$M_v = M_m \cdot \frac{n_z}{n_m} \cdot \frac{T_{1m}}{T_{1z}} \cdot \frac{p_{1z}}{p_{1m}} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

**Objemový průtok v sání po přepočtu**

$$Q_v = M_v \frac{r \cdot T_{1z}}{p_{1z}} \quad \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

**Přepočet tlakového poměru**

$$\varepsilon_v = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)_v = \left\{ 1 + \left( \frac{n_z}{n_m} \right)^2 \cdot \left( \varepsilon_m^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad [1]$$

**Přepočet příkonu na spojce (dynamometru)**

$$P_v = P_m \cdot \left( \frac{n_z}{n_m} \right)^3 \cdot \frac{\frac{P_{1z}}{T_{1z}}}{\frac{P_{1m}}{T_{1m}}} \quad [W]$$

Číslo měření	SÁNÍ			VÝTLAK			CLONA				POHON				ROTOR	OKOLÍ	
	Δh <sub>1</sub>	P <sub>1</sub> podtlak	t <sub>1</sub> teplota	Δh <sub>2</sub>	P <sub>2</sub> přetlak	t <sub>2</sub> teplota	ΔP <sub>cl</sub>		P <sub>1 cl</sub>		t <sub>cl</sub>	P	Mk	n	n	relativ- ní vlhkost	P <sub>b</sub> Atm. Tlak
							Δh <sub>d</sub>	rozdíl tlaků	Δh <sub>1 d</sub>	Abs. přetlak							
-	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[mm]	[Pa]	[°C]	[kW]	[Nm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[%]	[torr]
1																	
2																	
3																	
4																	
5																	
6																	
7																	

Tab 5.3: Tabulka naměřených hodnot

Číslo měření	VYPOČTENÉ										PŘEPOČÍTANÉ NA ZARUČ. STAV			
	$p_b$ Atm. Tlak	Abs. tlak v sání	Abs. tlak ve výtl.	Stlačení	Tlak nas. vod. par	Měr. hm. vzd	Objemový tok	Hmotový tok	Příkon	Účinnost	Hmotový tok	Objemový tok	Stlačení	Příkon
	$p_b$	$p_1$	$p_2$	$\varepsilon$	$p''$	$\rho_d$	Q	M	P	$\eta$	$M_v$	$Q_v$	$\varepsilon_v$	$P_v$
-	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[1]	[Pa]	[kg·m <sup>-3</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	[kg·s <sup>-1</sup> ]	[kW]	[%]	[kg·s <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[1]	[kW]
1														
2														
3														
4														
5														
6														
7														

Tab 5.4: Tabulka vypočítaných hodnot

## 6 Závěr

Po přepočítání naměřených hodnot jsem zjistil z grafu (Graf.:4.2), že tlaková charakteristika turbokompresoru je splněna a odpovídá zaručeným stavům výrobce. Křivky se po přepočtu sjednotili a dali mi jednoznačný výsledek měření. Při měření jsem dostal jen omezený kus charakteristiky, který byl ve velmi malém rozsahu (jen několika stovek  $\frac{m^3}{h}$ , tlakový poměr jen v řádu jedné desetiny) ovšem přepočet na zaručené stavy nám dal ucelený přehled v širokém pásmu sledovaných veličin. Z grafů (Graf.:4.2;4.4;4.5), je zřetelně vidět, že nejkompexnější charakteristiku dostávám při měření s nejmenšími otáčkami turbokompresoru. Dále jsem ověřil fakt, že turbokompresor už není schopen vyvinout stejný tlakový poměr při jmenovitém dopravovaném množství vzduchu, jako když byl vyzkoušen ve firmě ČKD, ale stále vyhovuje podmínkám záruky. V případě příkonu už ale nedošlo ke splnění zaručených stavů výrobce. Ani nedošlo ke sjednocení křivek po přepočítání na zaručené stavy. Dokonce křivky, které při měření měly nejnížší hodnoty příkonu, tak po přepočítání na zaručené stavy měly naopak nejvyšší hodnoty příkonu. Tato neshoda může být zapříčiněna zvýšenými odpory v ložiskách a hydraulickými ztrátami turbokompresoru. Také to může být způsobeno tím, že jsem při přepočítávání vycházel ze zjednodušených předpokladů a to, že účinnost zůstává při změnách stavech stejná při zachování podobnosti rychlostních trojúhelníků a neuvažoval jsem jakousi modelovou podobnost mezi hodnotami měřenými a hodnotami zaručenými.

Tato práce mi umožnila převést teoretické zkušenosti do praxe a ověřit tak jednotlivé postupy při měřeních a výpočtech. Díky opakovanému podrobnému měření jsem byl schopen navrhnout podmínky měření laboratorní úlohy tak, aby studenti při měření dosáhli širšího rozsahu charakteristiky turbokompresoru



## Použitá literatura

- [1] MISÁREK, Dušan. Turbokompresory. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1963. 231 s.
- [2] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory 1 : základy teorie a výpočtů. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004. 308 s. ISBN 80-7204-46-3.
- [3] KAMINSKÝ, Jaroslav; KOLARČÍK, Kamil. Kompresory [online]. Ostrava : VŠB-TU, 15.1.2008 [cit. 2011-09-11]. Dostupné z WWW: <<http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>>.
- [4] URBÁŠEK, Jan, et al. Návodů ke cvičením z technického měření na strojích a strojním zařízení. Liberec : Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1978. 289 s.
- [5] JENČÍK, Josef; VOLF, Jaromír. Technická měření. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2000. 212 s. ISBN 80-01-02138-6.
- [6] MEZSERVIS: Dynamometry. [online]. [cit. 2012-03-15]. Dostupné z: <<http://www.mezservis.cz/cz/produkty/zkusebni-stanoviste/dynamometry.html>>
- [7] ADTEC: Elektrické pohony. [online]. [cit. 2012-03-17]. Dostupné z: <http://www.adtec.cz/cz/downloads/pohony/siemens/pro-simoregdc.pdf>
- [8] SIEMENS: Řídící systémy. [online]. [cit. 2012-03-20]. Dostupné z: <http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=6ce260aa8e&ctxp=home>

## Seznam obrázků

Obr.1.1 Rozdělení kompresorů podle provedení [3] .....	4
Obr.1.2 Hlavní části axiálního turbokompresoru [3] .....	6
Obr.1.3 Energ. charakteristiky a pole charakteristik axiálního turbokompresoru [3] .....	6
Obr.1.4 Stupeň radiálního kompresoru [2] .....	7
Obr.1.5 Rychlostní trojúhelníky na vstupu a na výstupu z oběžného kola [3] .....	8
Obr.1.6 Tvary rotorových lopatek a jejich rychlostní trojúhelníky [3] .....	10
Obr.1.7 Vliv tvaru lopatek [3] .....	11
Obr.1.8 Průběh teoretických charakteristik [1] .....	14
Obr.1.9 Skutečný průběh charakteristik [1] .....	14
Obr.1.10 Pole charakteristik regulací změnou otáček [3] .....	17
Obr.1.11 Vstupní ráz vyvolaný regulačním orgánem [3] .....	18
Obr.1.12 Změna charakteristik při regulaci škrcením na sání [3] .....	19
Obr.2.1 Radiální jednokolový turbokompresor ČKD Praha $\epsilon=1,5$ $Q=3500[m^3/h]$ .....	24
Obr.2.2 Dynamometr 100SDS180ST .....	26
Obr.2.3 Měnič napětí (vpravo náhled dovnitř) .....	27
Obr.2.4 Ovládací panel SIMATIC S7 .....	28
Obr.2.6 Tlakové poměry škrtícího orgánu [5] .....	28
Obr.2.5 Místo pro zabudování clony .....	28
Obr.2.7 Možnosti umístění teploměrů do potrubí [5] .....	29
Obr.2.8 U-trubicové tlakoměry a mikromanometr se sklopnou trubicí .....	29
Obr.3.1 Schéma měřicí tratě .....	32

## **Seznam příloh**

- I. Vzorový výpočet jednoho bodu charakteristiky turbokompresoru
- II. Tabulky naměřených a vypočítaných hodnot

## **Příloha I.**

Vzorový výpočet jednoho bodu charakteristiky turbokompresoru

Počet stran: 5

## Vzorový výpočet jednoho bodu charakteristiky turbokompresoru

Tabulka 1: Tabulka naměřených hodnot pro vzorový výpočet

Číslo měření	SÁNÍ			VÝTLAK			CLONA				POHON			ROTOR	OKOLÍ		
	Δh <sub>1</sub>	P <sub>1</sub> podtlak	t <sub>1</sub> teplota	Δh <sub>2</sub>	P <sub>2</sub> přetlak	t <sub>2</sub> teplota	ΔP <sub>cl</sub>		P <sub>1cl</sub>		t <sub>cl</sub>	P	Mk	n	n	relativ- ní vlhkost	P <sub>b</sub> Atm. Tlak
							Δh <sub>d</sub>	rozdíl tlaků	Δh <sub>1d</sub>	Abs. přetlak							
-	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[mm]	[Pa]	[°C]	[kW]	[Nm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[%]	[torr]
1	914	8925,095	22	40	390,595	33	115,5	452,089	20	94894,2	19,4	7,4	52,6	1350	6750	32	710,3

Tabulka 2: Parametry clony

Parametry clony			
Vnitřní průměr clony	$\varnothing d$	0,1549	[m]
Vnitřní průměr potrubí	$\varnothing D$	0,208	[m]
Poměr zužení	$m$	0,555	
Uhrný součinitel průtoku	$\alpha$	0,718	
Relativní rozdíl tlaků		0,004764	

Tabulka 3: Měrná hmotnost měřících zařízení

Měrná hm. kap. v měřících zař.			
Sání	voda	995,4	[kg·m <sup>-3</sup> ]
Výtlak	voda	995,4	[kg·m <sup>-3</sup> ]
Clona	voda	995,4	[kg·m <sup>-3</sup> ]
	líh	798	[kg·m <sup>-3</sup> ]

### Přepočet torru na pascaly

$$1 \text{ torr} = 133,322 \text{ 368 Pa}$$

$$p_b = 710,3 \cdot 133,322368 \div 94699 \quad [Pa]$$

### Absolutní tlak v sání

$$p_1 = p_B - \Delta h_1 \cdot g \cdot \rho_{\text{vody}} \quad \left[ \frac{N}{m^2} = Pa \right]$$

$$p_1 = 94699 - 0,914 \cdot 9,81 \cdot 995,4 = 85774 \text{ Pa}$$

### Absolutní tlak ve výtlaku

$$p_2 = p_{B_0} + \Delta h_2 \cdot g \cdot \rho_{\text{vody}} \quad \left[ \frac{N}{m^2} = Pa \right]$$

$$p_2 = 94699 + 0,040 \cdot 9,81 \cdot 995,4 = 95090 \text{ Pa}$$

### Tlakový poměr $\varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad [-]$$

$$\varepsilon = \frac{95090}{85774} = 1,109$$

### Příkon turbodmychadla

$$P = 2\pi \cdot M_k \cdot n \quad [W]$$

$$P = 2\pi \cdot 52,6 \cdot \frac{1350}{60} = 7436,1498 \text{ W} \Rightarrow 7,436 \text{ kW}$$

### Měření průtoku clonou

#### Abs. tlak před clonou

$$p_{1cl} = p_b + h_{p_{1cl}} \cdot \gamma \cdot \rho_{\text{vody}} \cdot g \quad \left[ \frac{N}{m^2} = Pa \right]$$

$$p_{1cl} = 94699 + 0,02 \cdot 1 \cdot 995,4 \cdot 9,81 = 94894 \text{ Pa}$$

#### Rozdíl tlaků na cloně

$$\Delta p_{cl} = h_{\Delta p_{cl}} \cdot \gamma \cdot \rho_l \cdot g \quad \left[ \frac{N}{m^2} = Pa \right]$$

$$\Delta p_{cl} = 0,1155 \cdot \frac{1}{2} \cdot 799 \cdot 9,81 = 453 \text{ Pa}$$

#### Poměr zúžení

$$m = \frac{d^2}{D^2} \quad [1]$$

$$m = \frac{0,1549^2}{0,208^2} = 0,55459$$

#### Expanzní součinitel

$$\gamma = 1 - (0,41 + 0,35) \frac{\Delta p_{cl}}{p_{1cl}} \cdot \frac{1}{\kappa} \quad [-]$$

$$\gamma = 1 - (0,41 + 0,35) \frac{453}{94894} \cdot \frac{1}{1,4} = 0,9974$$

## Měrná hmotnost vzduchu

### Tlak nasycených par

$$p'' = e^{23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t_{cl}}} \quad [Pa]$$

$$p'' = e^{23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + 19,4}} = 2209 \text{ Pa}$$

$$\rho_{cl} = \frac{p_{1cl} - p'' \cdot \varphi}{r_v \cdot T_{cl}} + \frac{p'' \cdot \varphi}{r_p \cdot T_{cl}} \quad \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\rho_{cl} = \frac{94894 - 2209 \cdot 0,32}{287 \cdot (273,15 + 19,4)} + \frac{2209 \cdot 0,32}{461,7 \cdot (273,15 + 19,4)} = 1,127 \frac{kg}{m^3}$$

## Objemový průtok

$$Q_{cl} = \alpha \cdot \gamma \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta p_{cl}}{\rho_{cl}}} \quad \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

$$Q_{cl} = 0,718 \cdot 0,9974 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1549^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 453}{1,127}} = 0,382638 \frac{m^3}{s} \Rightarrow 1377 \frac{m^3}{h}$$

## Hmotnostní průtok

$$M_{cl} = Q_{cl} \cdot \rho_{cl} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

$$M_{cl} = 0,382638 \cdot 1,127 = 0,431 \frac{kg}{s}$$

## Měrná izoentropická (adiabatická) práce oběhu potřebná ke stlačení

$$A_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad \left[ \frac{J}{kg} \right]$$

$$A_{ad} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 287,04 \cdot (273,15 + 22) \left[ \left( \frac{95090}{85774} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} - 1 \right] = 8865 \frac{J}{kg}$$

## Statický isoentropický příkon oběhu pro stlačení

$$P_{ob} = A_{ad} \cdot M_{cl} \quad [W]$$

$$P_{ob} = 8865 \cdot 0,431 = 3820 \text{ W}$$

## Účinnost turbodmyhadla

$$\eta_{td} = \frac{P_{ob}}{P} \quad [-]$$

$$\eta_{td} = \frac{3820}{7436,15} = 0,513 \Rightarrow 51\%$$

## Přepočet výsledků na zaručené stavy

### Zaručené hodnoty:

teplota v sání	$t_1 = 15$	$[^{\circ}C]$
tlak v sání	$p_{1z} = 9,80665 \cdot 10^4$	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$
tlak výstupu	$p_{2z} = 14,709975 \cdot 10^4$	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$
nasávané množství vzdušiny	$Q_{1z} = 3500$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$
otáčky	$n_z = 14890$	$\left[\frac{1}{min}\right]$
příkon stroje	$P_z = 79$	$[kW]$

## Přepočet množství vzduchu nasávaného turbodmyhadlem

Hmotový tok vzduchu, přepočtený na otáčky a zaručený stav v sání

$$M_v = M_m \cdot \frac{n_z}{n_m} \cdot \frac{T_{1m}}{T_{1z}} \cdot \frac{p_{1z}}{p_{1m}} \quad \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$$M_v = 0,431 \cdot \frac{14890}{6750} \cdot \frac{273,15+22}{273,15+15} \cdot \frac{9,80665 \cdot 10^4}{85774} = 1,113 \frac{kg}{s}$$

Objemový průtok v sání po přepočtu

$$Q_v = M_v \frac{r \cdot T_{1z}}{p_{1z}} \quad \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$Q_{1v} = 1,113 \cdot \frac{287,04 \cdot (273,15+15)}{9,80665 \cdot 10^4} = 0,939 \frac{m^3}{s}$$

## Přepočet tlakového poměru

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad [1]$$

z izoentropické (adiabatické) technické práce

$$\frac{\varepsilon_v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\varepsilon_m^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} = \left(\frac{n_z}{n_m}\right)^2$$



$$\varepsilon_v = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_v = \left\{1 + \left(\frac{n_z}{n_m}\right)^2 \cdot \left(\varepsilon_m^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)\right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\varepsilon_v = \left\{1 + \left(\frac{14890}{6750}\right)^2 \cdot \left(1,109^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1\right)\right\}^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 1,611$$

### **Přepočet příkonu na spojce (dynamometru)**

Příkon turbodmychadla při změněných podmínkách

$$\frac{P_v}{P_m} = \frac{Q_v}{Q_m} \cdot \frac{A_v}{A_m}$$

$$P_v = P_m \cdot \left(\frac{n_z}{n_m}\right)^3 \cdot \frac{\frac{P_{1z}}{T_{1z}}}{\frac{P_{1m}}{T_{1m}}} \quad [W]$$

$$P_v = 7436,1498 \cdot \left(\frac{14890}{6750}\right)^3 \cdot \frac{\frac{9,80665 \cdot 10^4}{273,15+15}}{\frac{85774}{273,15+22}} = 93477 \text{ W} \doteq 93,48 \text{ kW}$$

## **Příloha II.**

Tabulky naměřených a vypočítaných hodnot

Počet stran: 14

Tab 1: Tabulka naměřených hodnot pro 4000 ot/min

Číslo měření	SÁNÍ			VÝTLAK			CLONA					POHON			ROTOR	OKOLÍ	
	$\Delta h_1$	$P_1$ podtlak	$t_1$ teplota	$\Delta h_2$	$P_2$ přetlak	$t_2$ teplota	$\Delta P_{cl}$		$P_{1\,cl}$		$t_{cl}$	P	Mk	n	n	relativ- ní vlhkost	$P_b$ Atm. Tlak
							$\Delta h_{cl}$	rozdíl tlaků	$\Delta h_{1\,cl}$	Abs. přetlak							
-	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[mm]	[Pa]	[°C]	[kW]	[Nm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[%]	[torr]
1	398	3886,42	24	10	97,6487	27,8	28	109,6	6	97731	15,5	2,00	24	800	4000	40	732,6
2	334	3261,47	24	14	136,708	27,8	44	172,22	8	97750	15,6	2,10	25,5	800	4000	40	732,6
3	254	2480,28	24	18	175,768	27,6	58	227,02	10	97770	15,7	2,20	26,1	800	4000	40	732,6
4	179	1747,91	24	21	205,062	27,6	71	277,91	12	97789	15,8	2,20	26,4	800	4000	40	732,6
5	108	1054,61	24	24	234,357	27,4	83	324,88	15	97818	16	2,20	26,4	800	4000	40	732,6
6	40	390,595	24	27	263,652	27,2	92	360,11	17	97838	16	2,20	26,2	800	4000	35	732,6
7	6	58,5892	24	29	283,181	27	96	375,76	18	97848	16,1	2,20	25,8	800	4000	35	732,6

Tab 2: Tabulka vypočítaných hodnot pro 4000 ot/min

Číslo měření	VYPOČTENÉ										PŘEPOČÍTANÉ NA ZARUČ. STAV			
	$P_B$ Atm. Tlak	Abs. tlak v sání	Abs. tlak ve výtl.	Stlačení	Tlak nas. vod. par	Měr. hm. vzd	Objemový tok	Hmotový tok	Příkon	Účinnost	Hmotový tok	Objemový tok	Stlačení	Příkon
	$P_B$	$P_1$	$P_2$	$\epsilon$	$P''$	$\rho_{cl}$	$Q$	$M$	$P$	$\eta$	$M_v$	$Q_v$	$\epsilon_v$	$P_v$
-	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[1]	[Pa]	[Kg·m <sup>-3</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[kW]	[%]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[1]	[kW]
1	97672	93785,5	97769,6	1,04	1761,76	1,176	664,49	0,217	2,01	38,55	0,87	0,74	1,71	111,83
2	97672	94410,5	97808,7	1,04	1773,09	1,176	832,76	0,272	2,14	38,61	1,08	0,92	1,59	118,04
3	97672	95191,7	97847,7	1,03	1784,48	1,176	955,89	0,312	2,19	33,65	1,23	1,04	1,44	119,82
4	97672	95924,1	97877	1,02	1795,94	1,176	1057,40	0,345	2,21	26,92	1,36	1,14	1,31	120,28
5	97672	96617,4	97906,3	1,01	1819,06	1,175	1143,21	0,373	2,21	19,11	1,45	1,23	1,20	119,41
6	97672	97281,4	97935,6	1,01	1819,06	1,176	1203,03	0,393	2,19	10,25	1,52	1,28	1,10	117,70
7	97672	97613,4	97955,1	1,00	1830,71	1,176	1228,95	0,401	2,16	5,54	1,55	1,31	1,05	115,51

Tab 3: Tabulka naměřených hodnot pro 5000 ot/min

Číslo měření	SÁNÍ			VÝTLAK			CLONA					POHON			ROTOR	OKOLÍ	
	$\Delta h_1$	$P_1$ podtlak	$t_1$ teplota	$\Delta h_2$	$P_2$ přetlak	$t_2$ teplota	$\Delta P_{cl}$		$P_{1cl}$		$t_{cl}$	$P$	$M_k$	$n$	$n$	relativ- ní vlhkost	$P_b$ Atm. Tlak
							$\Delta h_{cl}$	rozdíl tlaků	$\Delta h_{1cl}$	Abs. přetlak							
-	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[mm]	[Pa]	[°C]	[kW]	[Nm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[%]	[torr]
1	611	5966,34	23	17	166,003	26	45	176,14	10	97770	15,2	3,5	33,5	1000	5000	40	732,6
2	546	5331,62	23	20	195,297	27	61	238,77	12	97789	15,3	3,7	34,9	1000	5000	40	732,6
3	455	4443,02	23	26	253,887	27	80	313,14	14	97809	16,5	3,8	36	1000	5000	40	732,6
4	351	3427,47	23	31	302,711	27,1	99	387,5	18	97848	16,7	3,9	36,8	1000	5000	40	732,6
5	261	2548,63	23	34	332,006	27,4	115	450,13	21	97877	16,9	3,9	37,1	1000	5000	40	732,6
6	175	1708,85	23	38	371,065	27,8	129	504,93	24	97906	17,1	3,9	37,2	1000	5000	40	732,6
7	82	800,72	23,8	41	400,36	27,8	142	555,81	27	97936	17,2	3,8	37	1000	5000	40	732,6
8	11	107,414	24	43	419,89	27,8	154	602,79	29	97955	17,3	3,8	36,4	1000	5000	40	732,6

Tab 4: Tabulka vypočítaných hodnot pro 5000 ot/min

Číslo měření	VYPOČTENÉ										PŘEPOČÍTANÉ NA ZARUČ. STAV			
	$P_B$ Atm. Tlak	Abs. tlak v sání	Abs. tlak ve výtl.	Stlačení	Tlak nas. vod. par	Měr. hm. vzd	Objemový tok	Hmotový tok	Příkon	Účinnost	Hmotový tok	Objemový tok	Stlačení	Příkon
	$P_B$	$P_1$	$P_2$	$\epsilon$	$P''$	$\rho_{cl}$	$Q$	$M$	$P$	$\eta$	$M_v$	$Q_v$	$\epsilon_v$	$P_v$
-	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[1]	[Pa]	[Kg·m <sup>-3</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[kW]	[%]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[1]	[kW]
1	97672	91705,6	97838	1,07	1728,14	1,178	841,46	0,275	3,51	43,60	0,90	0,76	1,71	101,83
2	97672	92340,3	97867,3	1,06	1739,28	1,178	979,43	0,320	3,65	43,70	1,04	0,88	1,62	105,35
3	97672	93228,9	97925,9	1,05	1877,98	1,173	1123,51	0,366	3,77	40,86	1,18	0,99	1,51	107,64
4	97672	94244,5	97974,7	1,04	1902,02	1,173	1249,51	0,407	3,85	35,05	1,30	1,09	1,39	108,84
5	97672	95123,3	98004	1,03	1926,32	1,172	1346,52	0,438	3,89	28,74	1,38	1,17	1,29	108,72
6	97672	95963,1	98043	1,02	1950,89	1,172	1426,00	0,464	3,90	21,78	1,45	1,22	1,20	108,06
7	97672	96871,2	98072,3	1,01	1963,28	1,172	1495,75	0,487	3,87	13,22	1,51	1,28	1,11	106,76
8	97672	97564,6	98091,9	1,01	1975,74	1,171	1557,39	0,507	3,81	6,12	1,56	1,32	1,05	104,35

Tab 5: Tabulka naměřených hodnot pro 6750 ot/min

Číslo měření	SÁNÍ			VÝTLAK			CLONA					POHON			ROTOR	OKOLÍ	
	$\Delta h_1$	$P_1$ podtlak	$t_1$ teplota	$\Delta h_2$	$P_2$ přetlak	$t_2$ teplota	$\Delta P_{cl}$		$P_{1cl}$		$t_{cl}$	P	Mk	n	n	relativ- ní vlhkost	$P_b$ Atm. Tlak
							$\Delta h_{cl}$	rozdíl tlaků	$\Delta h_{1cl}$	Abs. přetlak							
-	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[mm]	[Pa]	[°C]	[kW]	[Nm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[%]	[torr]
1	914	8925,09	22	40	390,595	33	115,5	452,09	20	94894	19,4	7,4	52,6	1350	6750	32	710,3
2	892	8710,27	22	41	400,36	32,8	121	473,62	21	94904	19,5	7,5	53,4	1350	6750	32	710,3
3	840	8202,49	22	42	410,125	32,6	131	512,76	23	94923	19,7	7,6	53,7	1350	6750	32	710,3
4	670	6542,47	22	52	507,773	32,4	164,5	643,88	29	94982	20	7,8	55,3	1350	6750	32	710,3
5	485	4735,96	21,7	64	624,952	31,8	200,5	784,8	36	95050	20,5	8,0	56,7	1350	6750	32	710,3
6	434	4237,96	21,9	66	644,482	31,6	207,5	812,19	38	95070	20,5	8,0	56,7	1350	6750	32	710,3
7	304	2968,52	22	72	703,071	31,2	228,5	894,39	43	95119	20,8	8,1	57	1350	6750	32	710,3
8	188	1835,8	22	77	751,895	30,6	248	970,72	46	95148	20,9	8,1	57,1	1350	6750	32	710,3
9	62	605,422	22,2	80	781,19	30,4	268	1049	50	95187	21	8,1	57,3	1350	6750	32	710,3
10	14	136,708	22,3	83	810,485	30	278	1088,1	51	95197	20,6	8,0	56,8	1350	6750	32	710,3

Tab 6: Tabulka vypočítaných hodnot pro 6750 ot/min

Číslo měření	VYPOČTENÉ										PŘEPOČÍTANÉ NA ZARUČ. STAV			
	$P_B$ Atm. tlak	Abs. tlak v sání	Abs. tlak ve výtl.	Stlačení	Tlak nas. vod. par	Měr. hm. vzd	Objemový tok	Hmotový tok	Příkon	Účinnost	Hmotový tok	Objemový tok	Stlačení	Příkon
	$P_B$	$P_1$	$P_2$	$\epsilon$	$P''$	$\rho_{cl}$	$Q$	$M$	$P$	$\eta$	$M_v$	$Q_v$	$\epsilon_v$	$P_v$
-	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[1]	[Pa]	[Kg·m <sup>-3</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[kW]	[%]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[1]	[kW]
1	94698,9	85773,8	95089,5	1,11	2253,84	1,127	1376,16	0,431	7,44	51,36	1,11	0,94	1,61	93,48
2	94698,9	85988,6	95099,2	1,11	2267,90	1,127	1408,55	0,441	7,55	50,54	1,14	0,96	1,59	94,66
3	94698,9	86496,4	95109	1,10	2296,24	1,126	1465,64	0,458	7,59	49,23	1,17	0,99	1,55	94,64
4	94698,9	88156,4	95206,7	1,08	2339,33	1,126	1641,53	0,513	7,82	43,27	1,29	1,09	1,43	95,62
5	94698,9	89962,9	95323,8	1,06	2412,73	1,124	1811,78	0,566	8,02	34,87	1,39	1,17	1,31	95,97
6	94698,9	90460,9	95343,4	1,05	2412,73	1,125	1842,65	0,576	8,02	32,21	1,41	1,19	1,28	95,51
7	94698,9	91730,4	95401,9	1,04	2457,72	1,124	1933,28	0,604	8,06	25,05	1,46	1,23	1,21	94,72
8	94698,9	92863,1	95450,8	1,03	2472,88	1,124	2013,26	0,629	8,07	18,20	1,50	1,26	1,14	93,73
9	94698,9	94093,5	95480,1	1,01	2488,12	1,124	2091,87	0,653	8,10	10,02	1,54	1,30	1,07	92,89
10	94698,9	94562,2	95509,4	1,01	2427,64	1,126	2128,43	0,666	8,03	7,02	1,56	1,32	1,05	91,65



Tab 7: Tabulka naměřených hodnot pro 7500 ot/min

Číslo měření	SÁNÍ			VÝTLAK			CLONA					POHON			ROTOR		
	$\Delta h_1$	$P_1$ podtlak	$t_1$ teplota	$\Delta h_2$	$P_2$ přetlak	$t_2$ teplota	$\Delta P_{cl}$		$P_{1cl}$		$t_{cl}$	P	Mk	n	n	relativ- ní vlhkost	$P_b$ Atm. Tlak
							$\Delta h_{cl}$	rozdíl tlaků	$\Delta h_{1cl}$	Abs. přetlak							
-	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[mm]	[Pa]	[°C]	[kW]	[Nm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[%]	[torr]
1	945	9227,81	20	61	595,657	26,2	189	739,78	38	98296	17,8	10,8	68,5	1500	7500	32	734,5
2	800	7811,9	19,8	71	693,306	28,4	217,5	851,34	43	98345	18,2	10,9	69,3	1500	7500	32	734,5
3	591	5771,04	19,8	80	781,19	29,2	256	1002	49	98404	18,6	11,1	70,5	1500	7500	32	734,5
4	361	3525,12	19,8	89	869,074	29,6	295,5	1156,6	58	98492	18,8	11,2	71,4	1500	7500	32	734,5
5	180	1757,68	20	96	937,428	29,8	327	1279,9	63	98540	19	11,3	71,7	1500	7500	32	734,5
6	65	634,717	20,3	103	1005,78	29,8	347	1358,2	68	98589	19,1	11,2	71,4	1500	7500	32	734,5
7	19	185,533	21	105	1025,31	29,8	355	1389,5	70	98609	19,1	11,1	70,9	1500	7500	32	734,5

Tab 8: Tabulka vypočítaných hodnot pro 7500 ot/min

Číslo měření	VYPOČTENÉ										PŘEPOČÍTANÉ NA ZARUČ. STAV			
	$P_B$ Atm. tlak	Abs. tlak v sání	Abs. tlak ve výtl.	Stlačení	Tlak nas. vod. par	Měr. hm. vzd	Objemový tok	Hmotový tok	Příkon	Účinnost	Hmotový tok	Objemový tok	Stlačení	Příkon
	$P_B$	$P_1$	$P_2$	$\epsilon$	$P''$	$\rho_{cl}$	$Q$	$M$	$P$	$\eta$	$M_v$	$Q_v$	$\epsilon_v$	$P_v$
-	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[1]	[Pa]	[Kg·m <sup>-3</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[kW]	[%]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[1]	[kW]
1	97925,3	88697,5	98520,9	1,11	2039,08	1,174	1722,03	0,562	10,76	46,84	1,25	1,06	1,49	94,71
2	97925,3	90113,4	98618,6	1,09	2091,02	1,173	1847,03	0,602	10,89	42,48	1,32	1,12	1,41	94,25
3	97925,3	92154,2	98706,5	1,07	2144,11	1,172	2003,02	0,652	11,07	34,35	1,40	1,18	1,30	93,75
4	97925,3	94400,2	98794,4	1,05	2171,10	1,172	2149,98	0,700	11,22	24,04	1,47	1,24	1,19	92,69
5	97925,3	96167,6	98862,7	1,03	2198,38	1,172	2260,38	0,736	11,26	15,26	1,52	1,28	1,11	91,43
6	97925,3	97290,6	98931,1	1,02	2212,13	1,172	2327,31	0,758	11,22	9,54	1,54	1,30	1,07	90,09
7	97925,3	97739,7	98950,6	1,01	2212,13	1,172	2353,35	0,766	11,14	7,17	1,56	1,31	1,05	89,26

Tab 9: Tabulka naměřených hodnot pro 8750 ot/min

Číslo měření	SÁNÍ			VÝTLAK			CLONA					POHON			ROTOR		
	$\Delta h_1$	$P_1$ podtlak	$t_1$ teplota	$\Delta h_2$	$P_2$ přetlak	$t_2$ teplota	$\Delta P_{cl}$		$P_{1\,cl}$		$t_{cl}$	$P$	$M_k$	$n$	$n$	relativ- ní vlhkost	$P_b$ Atm. Tlak
							$\Delta h_{cl}$	rozdíl tlaků	$\Delta h_{1\,cl}$	Abs. přetlak							
-	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[mm]	[Pa]	[°C]	[kW]	[Nm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[%]	[torr]
1	972	9491,46	20	98	956,958	32,2	310	1213,4	60	98511	20,5	16,2	88,6	1750	8750	32	734,5
2	838	8182,96	19,8	105	1025,31	33,4	336	1315,2	64	98550	21	16,4	89,4	1750	8750	32	734,5
3	725	7079,53	19,8	110	1074,14	34	357,5	1399,3	69	98599	21,3	16,5	90	1750	8750	32	734,5
4	564	5507,39	19,8	116	1132,73	34,2	386	1510,9	76	98667	21,6	16,6	90,9	1750	8750	32	734,5
5	432	4218,43	20	122	1191,31	34,4	410	1604,8	81	98716	21,8	16,7	91,4	1750	8750	32	734,5
6	299	2919,7	20	129	1259,67	34,4	435,5	1704,6	84,5	98750	22	16,8	91,8	1750	8750	32	734,5
7	164	1601,44	20,2	135	1318,26	34,4	459,5	1798,6	92	98824	22,1	16,9	91,9	1750	8750	32	734,5
8	26	253,887	21	140	1367,08	34,2	485	1898,4	96	98863	22,1	16,8	91,6	1750	8750	32	734,5

Tab 10: Tabulka vypočítaných hodnot pro 8750 ot/min

Číslo měření	VYPOČTENÉ										PŘEPOČÍTANÉ NA ZARUČ. STAV			
	$P_B$ Atm. tlak	Abs. tlak v sání	Abs. tlak ve výtl.	Stlačení	Tlak nas. vod. par	Měr. hm. vzd	Objemový tok	Hmotový tok	Příkon	Účinnost	Hmotový tok	Objemový tok	Stlačení	Příkon
	$P_B$	$P_1$	$P_2$	$\epsilon$	$P''$	$\rho_{cl}$	$Q$	$M$	$P$	$\eta$	$M_v$	$Q_v$	$\epsilon_v$	$P_v$
-	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[1]	[Pa]	[Kg·m <sup>-3</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[kW]	[%]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[1]	[kW]
1	97925,3	88433,8	98882,2	1,12	2412,73	1,165	2207,88	0,715	16,24	42,03	1,37	1,16	1,37	90,27
2	97925,3	89742,3	98950,6	1,10	2488,12	1,164	2298,91	0,743	16,38	37,78	1,41	1,19	1,32	89,69
3	97925,3	90845,7	98999,4	1,09	2534,34	1,163	2370,91	0,766	16,49	33,98	1,43	1,21	1,28	89,20
4	97925,3	92417,9	99058	1,07	2581,30	1,163	2462,55	0,795	16,66	28,13	1,46	1,23	1,22	88,56
5	97925,3	93706,9	99116,6	1,06	2613,03	1,162	2536,91	0,819	16,75	23,28	1,48	1,25	1,17	87,88
6	97925,3	95005,6	99184,9	1,04	2645,10	1,162	2613,66	0,844	16,82	18,28	1,51	1,27	1,13	87,06
7	97925,3	96323,8	99243,5	1,03	2661,27	1,163	2682,81	0,866	16,84	12,99	1,53	1,29	1,09	86,02
8	97925,3	97671,4	99292,4	1,02	2661,27	1,163	2754,18	0,890	16,79	7,38	1,55	1,31	1,05	84,79

Tab 11: Tabulka naměřených hodnot pro 10000 ot/min

Číslo měření	SÁNÍ			VÝTLAK			CLONA					POHON			ROTOR		
	$\Delta h_1$	$P_1$ podtlak	$t_1$ teplota	$\Delta h_2$	$P_2$ přetlak	$t_2$ teplota	$\Delta P_{cl}$		$P_{1\,cl}$		$t_{cl}$	P	Mk	n	n	relativ- ní vlhkost	$P_b$ Atm. Tlak
							$\Delta h_{cl}$	rozdíl tlaků	$\Delta h_{1\,cl}$	Abs. přetlak							
-	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[mm]	[Pa]	[°C]	[kW]	[Nm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[%]	[torr]
1	985	9618,4	20,5	136	1328,02	35,8	224	1753,6	86	98765	23,4	23,4	111,8	2000	10000	32	734,5
2	853	8329,44	20	142	1386,61	37,4	237	1855,3	91	98814	24,2	23,6	112,5	2000	10000	32	734,5
3	727	7099,06	20	146	1425,67	38,4	249	1949,3	96,5	98868	24,6	23,8	113,1	2000	10000	32	734,5
4	561	5478,09	20	155	1513,56	38,8	265,5	2078,4	103	98931	25	23,9	114,2	2000	10000	32	734,5
5	450	4394,19	20	160	1562,38	39	276,5	2164,5	108	98980	25,2	24,1	114,8	2000	10000	32	734,5
6	316	3085,7	20	166	1620,97	39	290,5	2274,1	113	99029	25,3	24,2	115,4	2000	10000	32	734,5
7	168	1640,5	20,2	176	1718,62	38,8	305	2387,7	120	99097	25,5	24,3	116	2000	10000	32	734,5
8	33	322,241	21	181	1767,44	38,4	319	2497,3	124,5	99141	25,5	24,3	116	2000	10000	32	734,5

Tab 12: Tabulka vypočítaných hodnot pro 10000 ot/min

Číslo měření	VYPOČTENÉ										PŘEPOČÍTANÉ NA ZARUČ. STAV			
	$P_B$ Atm. Tlak	Abs. tlak v sání	Abs. tlak ve výtl.	Stlačení	Tlak nas. vod. par	Měr. hm. vzd	Objemový tok	Hmotový tok	Příkon	Účinnost	Hmotový tok	Objemový tok	Stlačení	Příkon
	$P_B$	$P_1$	$P_2$	$\epsilon$	$P''$	$\rho_{cl}$	$Q$	$M$	$P$	$\eta$	$M_v$	$Q_v$	$\epsilon_v$	$P_v$
-	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[1]	[Pa]	[Kg·m <sup>-3</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[kW]	[%]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[1]	[kW]
1	97925,3	88306,9	99253,3	1,12	2879,37	1,156	2656,60	0,853	23,42	36,50	1,44	1,21	1,29	87,48
2	97925,3	89595,8	99311,9	1,11	3021,20	1,154	2734,29	0,876	23,56	32,70	1,45	1,23	1,25	86,62
3	97925,3	90826,2	99351	1,09	3094,37	1,153	2802,44	0,897	23,69	28,97	1,47	1,24	1,22	85,90
4	97925,3	92447,2	99438,8	1,08	3169,08	1,152	2892,88	0,926	23,92	23,99	1,49	1,25	1,17	85,21
5	97925,3	93531,1	99487,7	1,06	3207,02	1,152	2951,12	0,944	24,04	20,58	1,50	1,26	1,15	84,67
6	97925,3	94839,6	99546,2	1,05	3226,14	1,152	3022,88	0,967	24,17	16,42	1,51	1,28	1,11	83,94
7	97925,3	96284,8	99643,9	1,03	3264,67	1,152	3095,51	0,990	24,29	11,83	1,53	1,29	1,08	83,16
8	97925,3	97603	99692,7	1,02	3264,67	1,152	3163,15	1,012	24,29	7,48	1,55	1,30	1,05	82,26

Tab 13: Tabulka naměřených hodnot pro 11250 ot/min

Číslo měření	SÁNÍ			VÝTLAK			CLONA					POHON			ROTOR		
	$\Delta h_1$	$P_1$ podtlak	$t_1$ teplota	$\Delta h_2$	$P_2$ přetlak	$t_2$ teplota	$\Delta P_{cl}$		$P_{1\,cl}$		$t_{cl}$	$P$	$Mk$	$n$	$n$	relativ- ní vlhkost	$P_b$ Atm. Tlak
							$\Delta h_{cl}$	rozdíl tlaků	$\Delta h_{1\,cl}$	Abs. přetlak							
-	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[°C]	[mm]	[Pa]	[mm]	[Pa]	[°C]	[kW]	[Nm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[%]	[torr]
1	946	9237,57	20,2	179	1747,91	39,8	305	2387,7	120	99097	25,5	32,7	138,7	2250	11250	32	734,5
2	798	7792,37	20	190	1855,33	42,2	328	2567,7	132	99214	34	33	140,3	2250	11250	32	734,5
3	562	5487,86	19,8	205	2001,8	43	359	2810,4	142	99312	37,9	33,6	142,3	2250	11250	32	734,5
4	323	3154,05	20	218	2128,74	43,4	387	3029,6	153	99419	39,6	34	144,2	2250	11250	32	734,5
5	203	1982,27	20,2	226	2206,86	43,6	401	3139,2	159	99478	40,4	34,1	145	2250	11250	32	734,5
6	138	1347,55	20,8	230	2245,92	43,7	410	3209,6	162	99507	40,8	34,2	145,5	2250	11250	32	734,5
7	41	400,36	21,2	239	2333,8	43,6	423	3311,4	168	99566	40,9	34,3	145,6	2250	11250	32	734,5

Tab 14: Tabulka vypočítaných hodnot pro 10000 ot/min

Číslo měření	VYPOČTENÉ										PŘEPOČÍTANÉ NA ZARUČ. STAV			
	$P_B$ Atm. Tlak	Abs. tlak v sání	Abs. tlak ve výtl.	Stlačení	Tlak nas. vod. par	Měr. hm. vzd	Objemový tok	Hmotový tok	Příkon	Účinnost	Hmotový tok	Objemový tok	Stlačení	Příkon
	$P_B$	$P_1$	$P_2$	$\epsilon$	$P''$	$\rho_{cl}$	$Q$	$M$	$P$	$\eta$	$M_v$	$Q_v$	$\epsilon_v$	$P_v$
-	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[1]	[Pa]	[Kg·m <sup>-3</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[kW]	[%]	[Kg·s <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[1]	[kW]
1	97925,3	88687,7	99673,2	1,12	3264,67	1,152	3095,51	0,990	32,68	30,30	1,48	1,24	1,22	85,30
2	97925,3	90132,9	99780,6	1,11	5320,16	1,119	3253,79	1,011	33,06	26,56	1,48	1,25	1,19	84,84
3	97925,3	92437,4	99927,1	1,08	6589,04	1,104	3421,51	1,050	33,53	20,74	1,50	1,26	1,14	83,85
4	97925,3	94771,2	100054	1,06	7219,25	1,099	3557,00	1,086	33,98	14,70	1,51	1,28	1,10	82,93
5	97925,3	95943	100132	1,04	7533,40	1,097	3622,69	1,103	34,16	11,69	1,52	1,28	1,08	82,43
6	97925,3	96577,7	100171	1,04	7694,85	1,095	3663,78	1,115	34,28	10,07	1,53	1,29	1,07	82,34
7	97925,3	97524,9	100259	1,03	7735,68	1,096	3718,91	1,132	34,31	7,74	1,54	1,30	1,05	81,71